

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ДИНАМІКИ І МІЦНОСТІ МАШИН ТА ОПОРУ
МАТЕРІАЛІВ**

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Сергій ПИСКУНОВ
«__» _____ 2020 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
за освітньо-професійною програмою «Динаміка і міцність машин»
зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Статична міцність композитних піддонів заднього и
переднього багажно-вантажних відсіків літака АН-158»**

Виконав (-ла):
студент (-ка) VI курсу, групи МП-92мп
Дерев'янка Сергій Олександрович _____

Керівник:
д.т.н., проф.
Рудаков К.М. _____

Рецензент:
д.т.н., проф.
Данильченко Ю.М. _____

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Студент (-ка) _____

Київ – 2020 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма – «Динаміка і міцність машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Сергій ПИСКУНОВ

«___» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Дерев'янку Сергію Олександровичу

1. Тема дисертації «Статична міцність композитних піддонів заднього и переднього багажно-вантажних відсіків літака АН-158», науковий керівник дисертації Рудаков К.М. д.т.н., проф., затверджені наказом по університету від «___» _____ 2020 р. № _____
2. Термін подання студентом дисертації: 10.12.2020 р.
3. Об'єкт дослідження: ПБВВ та ЗБВВ літака АН-158.
4. Предмет дослідження: Напружено деформований стан об'ємних СЕ моделей піддонів ЗБВВ і ПБВВ, викликаний впливом силових навантажень, що виникають при перевантаженні.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити:
 - 1) Створення об'ємної з'єднано-елементної моделі ПБВВ та ЗБВВ.
 - 2) Вибір оптимальних параметрів СЕ сітки і її генерація.
 - 3) Експериментальне визначення властивостей матеріалу ПСП1.
 - 4) Аналіз результатів розрахунку об'ємних скінченно-елементних моделей елементів піддонів.
 - 5) розробка стартап–проекту.
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу – 6 і більше.

7. Орієнтовний перелік публікацій – 1 і більше.

8. Дата видачі завдання: 01.09.2020 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз літератури	01.09.20 - 19.09.20	
2	Створення об'ємної СЕ моделі	20.09.20 – 09.10.20	
3	Розрахунок об'ємних скінченно-елементних моделей елементів піддонів	10.10.20 – 31.10.20	
4	Аналіз отриманих результатів	01.11.20 – 19.11.20	
5	Стартап-проект та висновки	20.11.20 – 10.12.20	

Студент _____

Сергій ДЕРЕВ'ЯНКО

Науковий керівник _____

Костянтин РУДАКОВ

Зміст

Вступ	8
1. Постановка задачі	9
1.1. Ціль	9
1.2. Об'єкт розрахунку	9
1.3. Вихідні дані	10
2. Метод скінченних елементів	16
2.1. Загальні міркування	16
2.2. Рівняння пружного деформівного тіла в елементарному об'ємі	17
2.2.1. Системи координат	18
2.2.2. Рівняння статичної рівноваги в елементарному об'ємі тіла	18
2.2.3. Геометричні співвідношення в елементарному об'ємі тіла	18
2.2.4. Фізичні співвідношення в елементарному об'ємі тіла	19
2.3. Граничні умови	20
2.4. Варіаційна постановка статичної крайової задачі	20
2.5. SE формулювання крайових задач про НДС твердого деформівного тіла	21
2.5.1. Вектори переміщень, деформацій, напружень	21
3. Опис розрахункової моделі	25
3.1. Основне завдання моделювання	25
3.2. Опис конструкції і призначення об'єкта, що моделюється	25
3.3. Створення об'ємної SE моделі	27
3.3.1. Вибір типу скінченних елементів і методу генерації SE сітки	29
3.3.2. Вибір оптимальних параметрів SE сітки і її генерація	30
3.3.3. Побудова допоміжних гексагональних SE, що моделюють роликові опори	35
3.3.4. Задання властивостей SE і опис характеристик застосовуваних матеріалів	35
3.3.5. Експериментальне визначення властивостей матеріалу ПСП1	36
3.4. Граничні умови	42
3.5. Опис навантаження розрахункової SE моделі піддонів	43
3.5.1. Розрахункові навантаження, що діють на панелі піддонів	43

3.5.2. Навантаження розрахункової СЕ моделі піддонів	44
3.6. Створення контактних елементів	45
3.7. Запуск розв'язку задачі	46
4. Аналіз результатів розрахунку об'ємних скінченно-елементних моделей елементів піддонів	47
4.1. Аналіз НДС піддонів в разі дії силових навантажень	47
4.1.1. Контактна задача	47
4.2. Висновки	50
5. Розроблення стартап проекту	51
Список використаної літератури	64

Аннотація

У даній магістерській дисертації представлений розрахунок напружено-деформованого стану піддонів заднього і переднього багажно - вантажних відсіків (ЗБВВ і ПБВВ) літака АН-158 в умовах перевантаження. Експериментальним шляхом отримані фізичні параметри для заповнювача ПСПІ.

Спецчастина присвячена розрахунку напружено-деформованого стану піддонів заднього і переднього багажно-вантажних відсіків літака АН-158. Розрахунок виконаний з використанням сучасного скінченно-елементного розрахункового комплексу MSC Nastran. На піддон ЗБВВ прийняте навантаження від багажу в польотних випадках виходячи з умов перевантаження 5,1g. На піддон ПБВВ прийняте навантаження від багажу виходячи з умов перевантаження 5,2g. На підставі отриманих розрахунків виконаний аналіз навантаженості конструкції, елементи якої виготовлені з багатошарових панелей виконаних з алюмінієвого сплаву Д 16 з заповнювачем ПСПІ (внутрішні бічні і нижня частини піддонів), склотканини і заповнювач ПСПІ (передня опорна стінка); і деформацій елементів піддонів.

В процесі виконання роботи були створені скінченно-елементні розрахункові моделі піддонів на основі вихідної тривимірної геометричної моделі. Вирішуються питання, пов'язані з нанесенням скінченно-елементної сітки на геометричні моделі піддонів, вибором типу скінченних елементів, методу розбиття, та управління місцевої дискретністю скінченно-елементної моделі.

Вступ

Метою даної роботи є дослідження і оцінка розрахунковими методами напружено-деформованого стану контактних елементів піддону заднього і переднього багажно-вантажних відсіків (ЗБВВ і ПБВВ) до підлоги в умовах перевантаження. Дослідження напружено-деформованого стану здійснюється за допомогою автоматизованого програмного комплексу "MSC. Nastran ", який вирішує задане користувачем завдання на основі методу скінченних елементів. Завдяки цій програмі, розробленій для подібних інженерних розрахунків, можна задавати конструкцію практично будь-якого агрегату в геометричній моделі, його фізичні властивості, граничні умови і за допомогою створюваної скінченно-елементної моделі знаходити необхідні напруження і деформації по всій поверхні агрегату, а також в стержнях, вузлах , підкріплюючих балках, нервюрах і інших елементах конструкції.

У роботі представлений загальний вигляд літака, складальне креслення піддону, а також результати роботи в програмному пакеті MSC Nastran / Femap 10.

Матеріал для дипломного проекту підбирався під час проходження переддипломної практики.

1. Постановка задачі.

1.1. Ціль.

Основне завдання даної дипломної роботи - аналіз НДС піддонів заднього і переднього багажно-вантажних відсіків в місцях контакту роликів і піддону при максимальних перевантаженнях $n_y^p = -5,1$ для заднього піддону і $n_y^p = -5,2$ для переднього піддону. Необхідність даного аналізу обумовлена тим, що в польотних умовах при перевантаженні напруження в конструкції можуть перевищити максимально допустимі, що може дати збій і поломки піддонів. Раніше було проведено попередній розрахунок статичної міцності елементів конструкції обладнання заднього багажно-вантажного відсіку, призначеного для розміщення багажу пасажирів в літаку Ан-158.

1.2. Об'єкт розрахунку.

Об'єктом розрахунку на статичну міцність є піддони заднього і переднього багажно-вантажних відсіків для багажу пасажирів літака Ан 158 (Рис. 1.1).

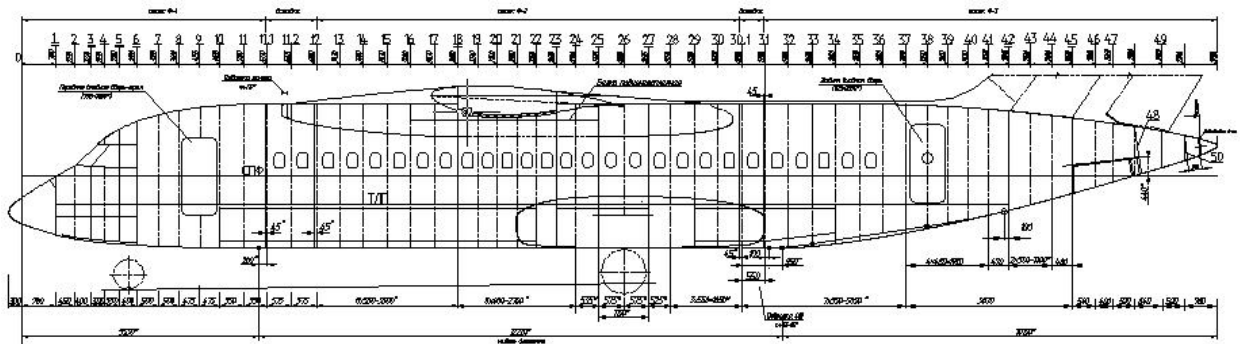


Рис. 1.1. Креслення літака Ан-158. План розміщення ПБВВ і ЗБВВ.

Піддони заднього і переднього багажно-вантажних відсіків призначені для розміщення багажу пасажирів і / або вантажів.

Задній багажно-вантажний відсік розташовується між 29 - 34 шпангоутами літака, передній - між 10 - 22 шпангоутами. Вони являють собою замкнуті простори, обмежені попереду передньою силовою стінкою,

збоку і зверху - облицовками бортів і стелі, ззаду - задньою стінкою. Також, збоку кожного багажно-вантажного відсіку є навантажувальний люк. Для багажу пасажирів і вантажів встановлені піддони, а для запобігання зсуву багаж і вантажі утримує багажна сітка.

1.3. Вихідні дані.

Оцінка міцності конструкції обладнання багажно-вантажних відсіків літака Ан-158 виконана при розрахункових умовах, визначених відповідно до вимог сертифікаційного базису літака Ан-158 (СБ-158).

Задній підпільний багажний вантажний відсік (ЗПБВВ)
Вихідні дані:

Матеріал:

Соти:

ПСП-1-2,5×96- полімеропласт, ТУ1-596-231-01.

Висота сот: h=15 мм;

Щільність : $\gamma = 96 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

Міцність при стисканні: $\sigma_{\text{ст}} 50 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} - \text{середнє};$

$$\sigma_{\text{ст}} = 45 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} - \text{min};$$

Міцність при зсуві (перпендикулярному): $\sigma_{\text{зсв}} = 19 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} - \text{середнє};$

$$\sigma_{\text{зсв}} = 17 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} - \text{min};$$

Міцність при зсуві (паралельному): $\sigma_{\text{зсв}} = 14 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} - \text{середнє};$

$$\sigma_{\text{зсв}} = 12 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} - \text{min};$$

Модуль пружності: $G^{(\perp)} = 700 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$

$$G^{(\parallel)} = 400 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

Обшивка:

Тканина СВМ- 4 шари, АРТ 56313.

Накладка:

Склотканина Т-60/2 (ВМП-14):

Міцність при розтягуванні: $\sigma_B^{(0^\circ)} = 12000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$

$$\sigma_B^{(90^\circ)} \approx 0;$$

Модуль пружності: $G = 5,5 \cdot 10^5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$;

Міцність при стисканні: $\sigma_{cm} = 4500 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$;

Міцність при згині: $\sigma_{\text{зг}} = 10000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$;

Вкладиш:

Мікросферотекстоліт (МСТ-С)- ТИ 59-1046-89;

Клей: ВК-9, $\tau_B = 140 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$;

Паста заливальна: ВПЗ-1;

Зв'язувальний: 5-211-БН;

Розрахункові перевантаження:

Все перевантаження приймалися на відстані 16400 мм від носової частини літака АН-158.

1.) Для передньої торцевої панелі прийняте навантаження від ваги багажу в разі п. 25.479 $N_X \max$ $n_X^P = +1,52$;

2.) Навантаження на підлогу від ваги багажу в разі п. 25.473 $n_Y^P = -5,1$;

3.) На бічні панелі облицювання відсіку прийнята навантаження від багажу, що знаходиться в багажно-вантажному відсіку відповідно з п. 25.485[2] ОШ $n_Z^P = \pm 1,35$, з урахуванням максимального завантаження багажу.

Навантаження на всі елементи ЗПБВВ прикладалася як рівномірно-розподілена:

1. Розрахунковий випадок 25.479 $N_X \max$ $n_X^P = +1,52$.

Дані про навантаження:

Розрахункове навантаження на передню торцеву панель (по шпангоуту 29):

$$P_{X29}^P = M_{\text{зр}} \cdot n_X^P = 765 \cdot 1,52 = 1163 \text{ кгс};$$

Площа поперечного перерізу по міделю ЗПБВВ:

$$S_n = 1,42 \text{ м}^2 = 14000 \text{ см}^2;$$

Розподілена навантаження по торцевій панелі піддону:

$$\gamma = \frac{P_{X29}^P}{S_n} = \frac{1163}{14200} = 0,082 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

2. Розрахунковий випадок 25.473 $n_Y^P = -5,1$.

Дані про навантаження:

Розрахункове навантаження на підлогу від ваги багажу:

$$q^{\varnothing} = \frac{m}{l} = \frac{555}{220} = 2,52 \frac{\text{кгс}}{\text{см}};$$

$$q^P = q^{\varnothing} \cdot n_y^P = 2,52 \cdot (-5,1) = -12,85 \frac{\text{кгс}}{\text{см}};$$

$$\rho^{\varnothing} = \frac{q^{\varnothing}}{S_n} = \frac{2,52}{14200} = 0,00018 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^3};$$

$$\rho^P = \rho^{\varnothing} \cdot n_y^P = 0,00018 \cdot (-5,1) = -0,00092 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^3};$$

Розподілене навантаження на піддон (Рис 1.2.):

$$\gamma = \rho \cdot l;$$

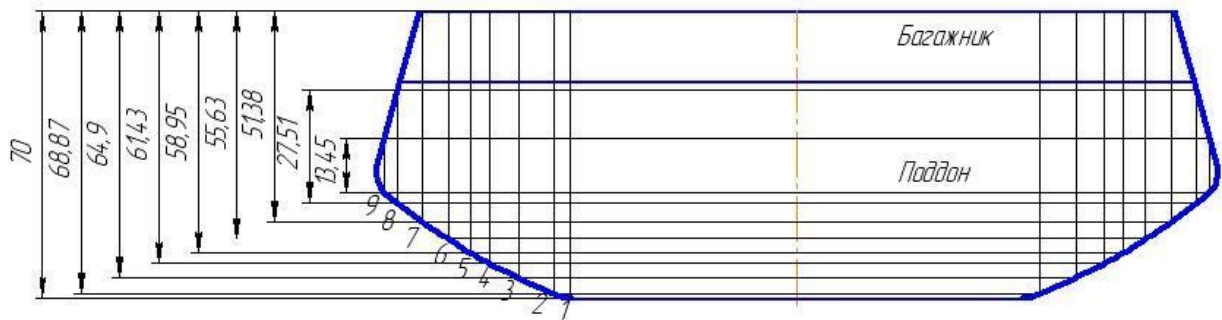


Рис. 1.2.

Розглянемо навантаження на піддон при перевантаженні:

$$\gamma_1^P = \rho^P \cdot l_1 = 0,00092 \cdot 70 = -0,064 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_2^P = \rho^P \cdot l_2 = 0,00092 \cdot 68,87 = -0,063 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_3^P = \rho^P \cdot l_3 = 0,00092 \cdot 64,9 = -0,06 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_4^P = \rho^P \cdot l_4 = 0,00092 \cdot 61,43 = -0,057 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_5^P = \rho^P \cdot l_5 = 0,00092 \cdot 58,95 = -0,054 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_6^P = \rho^P \cdot l_6 = 0,00092 \cdot 55,63 = -0,051 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_7^P = \rho^P \cdot l_7 = 0,00092 \cdot 51,38 = -0,047 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_8^P = \rho^P \cdot l_8 = 0,00092 \cdot 27,51 = -0,025 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_9^P = \rho^P \cdot l_9 = 0,00092 \cdot 13,45 = -0,012 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

3. Розрахунковий випадок 25.485[2] ОШ $n_z^P = \pm 1,35$.

Дані про навантаження:

Розрахункове навантаження на бічну стінку піддона від ваги багажу:

$$q^{\varnothing} = \frac{m}{l} = \frac{555}{220} = 2,52 \frac{\text{кгс}}{\text{см}};$$

$$q^P = q^{\varnothing} \cdot n_z^P = 2,52 \cdot (\pm 1,35) = \pm 3,4 \frac{\text{кгс}}{\text{см}};$$

$$\rho^{\varnothing} = \frac{q^{\varnothing}}{S_n} = \frac{2,52}{14200} = 0,00018 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^3};$$

$$\rho^P = \frac{q^P}{S_n} = \frac{\pm 3,4}{14200} = \pm 0,00024 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^3};$$

Розподілене навантаження на піддон (Рис 1.3.):

$$\gamma = \rho \cdot l;$$

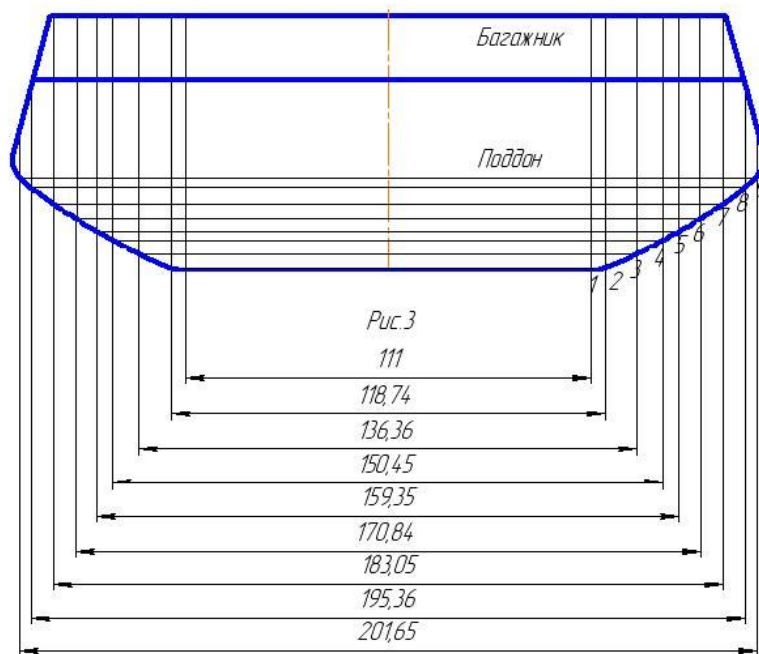


Рис.1.3.

Розрахункове навантаження на піддон в разі перевантаження:

$$\gamma_1^P = \rho^P \cdot l_1 = \pm 0,00024 \cdot 111 = \pm 0,027 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_2^P = \rho^P \cdot l_2 = \pm 0,00024 \cdot 118,74 = \pm 0,028 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_3^P = \rho^P \cdot l_3 = \pm 0,00024 \cdot 136,36 = \pm 0,033 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_4^P = \rho^P \cdot l_4 = \pm 0,00024 \cdot 150,45 = \pm 0,036 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_5^P = \rho^P \cdot l_5 = \pm 0,00024 \cdot 159,35 = \pm 0,038 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_6^P = \rho^P \cdot l_6 = \pm 0,00024 \cdot 170,84 = \pm 0,041 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_7^P = \rho^P \cdot l_7 = \pm 0,00024 \cdot 183,05 = \pm 0,044 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_8^P = \rho^P \cdot l_8 = \pm 0,00024 \cdot 195,36 = \pm 0,047 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\gamma_9^P = \rho^P \cdot l_9 = \pm 0,00024 \cdot 201,65 = \pm 0,048 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

Будемо розглядати другий розрахунковий випадок зі значенням перевантаження $n_{\gamma}^P = -5,1$. Так як робота конструкції при інших перевантаженнях автоматично задовольняється при менших перевантаженнях при роботі в даному перевантаженні.

Передній підпільний багажний вантажний відсік (ППБВВ)

Розрахункові перевантаження:

Всі перевантаження приймалися на відстані 6300 мм від носової частини літака АН-158.

Матеріал:

Сплав Д16:

$$\text{Міцність при розтягуванні: } \sigma_B = 4100 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\text{Модуль Юнга: } E = 720000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$$

$$\text{Коефіцієнт Пуассона: } \nu = 0,3;$$

Соти:

ПСП-1-2,5×96- полімеропласт, ТУ1-596-231-01.

Висота сот: $h=15$ мм;

$$\text{Щільність: } \gamma = 96 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3};$$

$$\text{Міцність при стисканні: } \sigma_{cm} = 50 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} - \text{среднее};$$

$$\sigma_{cm} = 45 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2} - \text{min};$$

Міцність при зсуві (перпендикулярному): $\sigma_{зсув} = 19 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2} - \text{середнє};$

$$\sigma_{зсув} = 17 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2} - \text{min};$$

Міцність при зсуві (паралельному): $\sigma_{зсув} = 14 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2} - \text{середнє};$

$$\sigma_{зсув} = 12 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2} - \text{min};$$

Модуль пружності: $G^{(\perp)} = 700 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2};$

$$G^{(\parallel)} = 400 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2};$$

1. Розрахунковий випадок 25.473 $n_y^P = -5,2$.

Дані про навантаження:

Розрахункове навантаження на підлогу від ваги багажу:

$$\rho^E = \frac{m}{V} = \frac{265}{1321260} = 0,0002 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^3};$$

$$\rho^P = \rho^E \cdot n_y^P = 0,0002 \cdot (-5,2) = -0,00104 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^3};$$

Розподілене навантаження на піддон (див.рис 2):

$$\gamma = \rho \cdot l;$$

Розглянемо навантаження на піддон при перевантаженні:

$$\gamma_1^P = \rho^P \cdot l_1 = -0,00104 \cdot 60 = -0,062 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2};$$

$$\gamma_2^P = \rho^P \cdot l_2 = -0,00104 \cdot 57 = -0,059 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2};$$

$$\gamma_3^P = \rho^P \cdot l_3 = -0,00104 \cdot 48 = -0,05 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2};$$

$$\gamma_4^P = \rho^P \cdot l_4 = -0,00104 \cdot 43 = -0,045 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2};$$

$$\gamma_5^P = \rho^P \cdot l_5 = -0,00104 \cdot 38 = -0,04 \frac{\kappa \mathcal{C}}{\text{сМ}^2};$$

2 МЕТОД СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

2.1 Загальні міркування

Метод скінченних елементів (МСЕ) дає можливість досить повно врахувати геометричні форми і реальні умови роботи конструкцій, розподіл в просторі і зміна в часі зовнішніх навантажень, граничні умови, температурні фактори, а також фізичні властивості використовуваних в конструкціях різних матеріалів.

Основна ідея методу скінченних елементів полягає в тому, що розраховується конструкція (одномірна або багатовимірна) розділяється на ряд простих за формою частин – елементів. Розміри елементів малі в порівнянні з розмірами всієї конструкції, але мають кінцеві значення.

На сучасному етапі розвитку обчислювальної техніки проектування складних конструкцій вже неможливо без розробки твердотільних або поверхневих моделей. Крім розробки конструкторської документації, створення керуючих програм для верстатів з ЧПК, дані моделі можуть бути використані при проведенні розрахункових досліджень. І оскільки конструктори і технологи в своїй роботі все частіше використовують тривимірне проектування, було б неправильним не використовувати вже створені тривимірні моделі на етапі розрахункових досліджень.

Вся область Ω ділиться на підобласті Ω^e (скінченні елементи, СЕ), що не перекривають одна одну та щільно заповнюють область Ω . Позначивши як E загальну кількість СЕ, а як E^* – кількість СЕ, що примикають до S та мають поверхні $S^e \subset S$, можемо записати, що

$$\Omega \approx \Omega_h = \bigcup_{e=1}^E \Omega^e; \quad \prod_{e=1}^E \Omega^e = 0; \quad S \approx S_h = \bigcup_{e=1}^{E^*} S^e; \quad \prod_{e=1}^{E^*} S^e = 0, \quad \text{де } S^e \subset S. \quad (2.1)$$

У МСЕ в кожному СЕ окремо визначаються базисні функції, причому вони за його межами теж визначені, але тотожно дорівнюють нулю, тобто базисні функції визначаються у кусковий спосіб. Для визначення базисних функцій кожний СЕ має декілька вузлів. Глобальні нумерації СЕ ($e=1, \dots, E$) та вузлів ($n=1, \dots, N$) є довільними. В кожному СЕ для визначеності вузли мають

локальну нумерацію ($m=1,...,M_e$) Відповідність локальних вузлових номерів глобальним номерам цих вузлів встановлюється оператором відповідності (інцидентності) $(\Lambda_m^n)^e$:

$$(\Lambda_m^n)^e = \begin{cases} 1; & \text{якщо вузлу з глобальним номером } n \text{ відповідає} \\ & \text{вузол з локальним номером } m \text{ у } SE \text{ з номером } e; \\ 0; & \text{інакше.} \end{cases}$$

Цей оператор (масив) фактично описує операцію розбивки області Ω на SE (підобласті Ω_e). Можна ввести й обернений за смыслом масив інцидентності $(\Xi_m^n)^e$, який буде описувати операцію зв'язування скінченно-елементної моделі.

2.2 Рівняння пружного деформівного тіла в елементарному об'ємі

При постановках крайових задач про напружено-деформований стан твердого деформівного тіла застосовуються відповідні комбінації рівнянь статичної рівноваги, геометричних співвідношень і рівнянь фізичних моделей матеріалу. Тут будуть розглянуті тільки ті, що застосовуються в NX Nastran для лінійно-пружних задач. Враховано, що в NX Nastran всі завдання формулюються в переміщеннях із застосуванням Лагранжевого підходу.

Зазвичай передбачається, що в початковий момент t_0 в даному тілі переміщення $U_i(\vec{x}, t_0)$, деформації $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t_0)$, напруження $(\sigma_{mn})_0 = \sigma_{mn}(\vec{x}, t_0)$ мають відомі (частіше – нульові) значення, відомо початкове поле температур

$\hat{T}_0 = T(\vec{x}, t_0)$. Далі припускається, що навантаження змінюється кроками (n – номер кроку); що в об'ємі тіла Ω , а також на частині його поверхні

$S_G = S_U \cup S_P$ за деякий проміжок часу $\Delta t = t^{n+1} - t^n$ відбудеться зміна

навантажень, тобто на момент часу t^{n+1} були прикладені: $\hat{O}_0(\vec{x}, t) = \rho \cdot \hat{F}_m(\vec{x}, t)$ –

об'ємні сили (ρ – густина, $\hat{F}_m(\vec{x}, t)$ – вектор сили маси), $\hat{P}_m(\vec{x}, t)$ – поверхневі

сили на S_P ; $\hat{R}_m(\vec{x}, t)$ – сконцентровані сили; склались переміщення $U_i(\vec{x}, t)$ – на

S_U , а також в Ω змінилась температура на величини $\Delta \hat{T}(\vec{x}, t) = \hat{T}(\vec{x}, t) - \hat{T}_0$. Тоді

для визначення в кожній точці (її однорідній околиці) тіла величин: $U_i(\vec{x}, t)$ –

переміщень, $\varepsilon_{ij}(\bar{x}, t_0)$ - деформацій, $\sigma_{mn}(\bar{x}, t)$ - напружень, а також інших, похідних від них, формулюється крайова задача.

2.2.1 Системи координат

У NX Nastran застосовуються три системи координат (всі - ортогональні): декартова, циліндрична і сферична. Але все рівняння розглядаються в декартовій системі координат (ДСК).

2.2.2 Рівняння статичної рівноваги в елементарному об'ємі тіла

Рівняння рівноваги як окремий випадок рівняння руху буде описуватись формулою:

$$\nabla_n \sigma^{mn} + \hat{O}^m = 0,$$

де значок « \wedge » над змінною вказує на те, що її величина задається.

2.2.3 Геометричні співвідношення в елементарному об'ємі тіла

Відповідно до підходом Лагранжа координати будь-якої точки тіла Р (або центру елементарного обсягу) після деформування можуть бути описані формулою $x_i = x_i(a_j, t)$, де $x_i(a_j, 0) = a_j$ - початкові координати точки; $i, j = 1, 2, 3$, а n – номер часового шару (кроку навантаження). Оскільки в ДСК компоненти матричного тензора $g_{ij} = g^{ij} = \delta_{ij}$, то компоненти тензора міри деформації Коші-Гріна:

$$C_{ij} = X_k^i \cdot X_j^k, \text{ де } X_k^i = \delta_{ik} + \frac{\partial x^k}{\partial a_i}.$$

Тоді поточні компоненти симетричного тензора деформації Лагранжа-Гріна (щодо початкової конфігурації):

$$\epsilon_{ij} = (C_{ij} - \delta_{ij}) / 2,$$

або через компоненти вектора переміщень:

$$\epsilon_{ij} = (\nabla_j U_i + \nabla_i U_j + \nabla_i U_k \nabla_j U^k) / 2; \quad i, j, k = 1, 2, 3,$$

(2.5)

де позначено (ДСК)

$$\nabla_i U_j = \partial U_j / \partial a_i; \quad \nabla_j U^i = \partial U^i / \partial a_j.$$

Якщо деформації і повороти – малі, то величинами другого порядку малості нехтують:

$$\epsilon_{ij} \approx \varepsilon_{ij} = (\nabla_i U_j + \nabla_j U_i) / 2 \quad (2.1)$$

Завжди вважається, що деформації – сумісні (задовольняють відомим рівнянням сумісності). Також вважають, що до рівня деформацій приблизно в 2% можна використовувати суперпозицію деформацій:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e + \varepsilon_{ij}^T,$$

тобто повні деформації ε_{ij} є алгебраїчною сумою пружних ε_{ij}^e та температурних ε_{ij}^T деформацій (при малих деформаціях виконується точно). Пружні деформації є завжди, інші – тільки коли розглядається відповідна крайова задача.

2.2.4 Фізичні співвідношення в елементарному об’ємі тіла: лінійно-пружний матеріал

Між напруженнями і пружними деформаціями існує однозначна функціональна залежність. Зазвичай вводять поняття функціоналу пружної енергії (або пружного потенціалу) W , за допомогою якого закон пружності виражається як

$$\sigma^{mn} = \partial W / \partial \varepsilon_{mn}.$$

Для лінійно-пружної моделі матеріалу це закон Гука:

$$\sigma^{mn} = E^{mnij} \varepsilon_{ij}^e \text{ або } \varepsilon_{ij}^e = C_{ijmn} \sigma_{mn} \quad (2.2)$$

де E^{mnij} , C_{ijmn} – тензори четвертого рангу з модулів пружності, які в загальному випадку можуть залежати від координат і температури. Крім того, розрізняють матеріали ізотропні і анізотропні. У NX Nastran, окрім ізотропії, можна застосовувати такі різновиди анізотропії: ортотропія і повна анізотропія (двовимірна або тривимірна).

Для ортотропного матеріалу в тривимірному випадку в матричній записи лінійний закон Гука записується у вигляді

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11}^e \\ \varepsilon_{22}^e \\ \varepsilon_{33}^e \\ \gamma_{12}^e \\ \gamma_{23}^e \\ \gamma_{31}^e \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_{11} & -\nu_{21}/E_{22} & -\nu_{31}/E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{12}/E_{11} & 1/E_{22} & -\nu_{32}/E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{13}/E_{11} & -\nu_{23}/E_{22} & 1/E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & E_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & E_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{12} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \end{Bmatrix} \quad (2.11)$$

де $\nu_{12}/E_{11} = \nu_{21}/E_{22}$, $\nu_{13}/E_{11} = \nu_{31}/E_{33}$ і $\nu_{23}/E_{22} = \nu_{32}/E_{33}$, тобто матриця симетрична, містить 9 незалежних констант: $E_{11}, E_{22}, E_{33}, G_{12}, G_{23}, G_{31}, \nu_{12}, \nu_{23}, \nu_{31}$.

У ізотропного матеріалу незалежних пружних характеристик лише дві: модуль Юнга E і коефіцієнт Пуассона ν , тобто усі $E_{ij} = E, \nu_{ij} = \nu$. Модуль зсуву пов'язаний з цими характеристиками формулою $G = E / [2(1 + \nu)]$.

2.3 Граничні умови

Додатково до рівнянь рівноваги, геометричним і фізичним залучаються граничні умови (ГУ) на S_u і S_p :

- ГУ 1-го роду (відомі переміщення):

$$U_i|_{S_u} = \hat{U}_i; \quad (2.3)$$

- ГУ 2-го роду (природні):

$$\sigma^{mn} \nu_n|_{S_p} = \hat{P}_m,$$

А також сконцентровані сили \hat{R}_m , прикладені в деякій кількості вузлів КЕС.

2.4 Варіаційна постановка статичної крайової задачі

Для крайової задачі часто зручніше мати її варіаційну постановку.

Для отримання варіаційної постановки задачі використовуються рівняння рівноваги і геометричні, а також властивість симетрії тензора напружень і теорема Остроградського-Гаусса. У підсумку виходить наступний функціонал щодо варіацій переміщень і пов'язаних з ними деформацій

$$F = \int_{\Omega} \sigma^{mn} \partial \varepsilon_{mn} d\Omega - \int_{\Omega} \hat{O}_m \partial U_m d\Omega - \int_{\Omega} \hat{P}_m \partial U_m dS - \hat{R}_m \partial U_m = 0,$$

який в об'єднанні з кінематичними ГУ (2.3) на поверхні S_U визначає незліченна безліч можливих (віртуальних) напружено-деформованих станів. Дійсне ПДВ є одним з віртуальних, але воно додатково задовольняє фізичним рівнянням зв'язків між напруженнями і деформаціями.

Додатково треба відзначити, що у термопружних задачах час не є параметром, тобто явно не входить в рівняння. У цих випадках час застосовується лише для того, щоб відрізнити початковий стан з подальшими.

2.5 Скінченне-елементне формулювання крайових задач про НДС твердого деформівного тіла, малі деформації

2.5.1 Вектори переміщень, деформацій, напружень

У NX Nastran реалізовано варіант МСЕ, в якому шуканим є вектор переміщень. У матричному позначенні це вектор

$$\{U\} = \{U_1; U_2; U_3\}^T.$$

Наближений розв'язок крайової задачі в об'ємі Ω (компоненти вектора переміщень) можна шукати у вигляді усіченого ряду:

$$U_n = U_n(\vec{x}, t) \approx \sum_{m=1}^{N^B} (q_n(t))_m \cdot \Phi_m(\vec{x}), \quad (2.4)$$

де $\Phi_m(\vec{x})$ - повна за енергією система лінійно незалежних базисних функцій;

N^B - їх загальна кількість; $(q_n(t))_m$ - шукані вузлові значення; а в відповідності з принципами МСЕ

$$\Phi_m(\vec{x}) = \sum_{\Omega^e \subset \Lambda_m} \chi^e(\vec{x}) \cdot \varphi_m^e(\vec{x}).$$

Тут Λ_m - множина СЕ, що містять вузол з номером m ; $\varphi_m^e(\vec{x})$ - базисна функція СЕ номер e (зазвичай це інтерполяційний поліном), що відповідає вузлу m в межах СЕ об'єму Ω^e ; функція належності до СЕ (оператор інцидентності):

$$\chi^e(\vec{x}) = \begin{cases} 1, \vec{x} \in \Omega^e \\ 0, \vec{x} \notin \Omega^e \end{cases}.$$

Інакше кажучи, замість (2.4) маємо скінченно-елементну апроксимацію

$$U_n = U_n(\vec{x}, t) \approx \sum_{m=1}^{N^U} (q_n)_m(t) \sum_{\Omega^e \subset \Delta_m} \chi^e(\vec{x}) \cdot \varphi_m^e(\vec{x}), \quad (2.5)$$

де N^U - загальна кількість вузлів у тілі.

Оскільки для будь-якої точки в межах СЕ $\chi^e(\vec{x}) = 1$ то в межах СЕ

$$\Phi_m(\vec{x}) = \varphi_m^e(\vec{x}).$$

За межами СЕ $\chi^e(\vec{x}) = 0$, тому в (2.5) фактично йде підсумовування тільки по М вузлам того СЕ, в якому розташована розглянута точка з координатами \vec{x} .

Тому вводиться матриця базисних функцій СЕ $[\phi]$, через яку проводиться тотожна заміна формули (2.5):

$$\{U\} = [\phi] \{q\}_e,$$

де вектор переміщень у вузлах СЕ

$$\{q\}_e = \left\{ (q_1, q_2, q_3)_1, \dots, (q_1, q_2, q_3)_m, \dots, (q_1, q_2, q_3)_M \right\}^T,$$

в якому $(q_1, q_2, q_3)_m$ - переміщення m -ного вузла СЕ; $m=1, 2, \dots, M$. Цей вектор є

результатом вибірки значень переміщень $\{q\}_e$ в вузлах даного СЕ з

глобального вектора вузлових переміщень $\{q\}$. Оскільки в тривимірному

випадку вектор $\{U\}$ має розмірність 3×1 , а $\{q\}_e$ - $3M \times 1$, то розмірність

матриці базисних функцій – $3 \times 3M$. Матриця $[\phi]$ - блочна:

$$[\phi] = \left[[\phi]_1, [\phi]_2, \dots, [\phi]_M \right],$$

в якій блок для m -ного вузла має вигляд:

$$[\phi]_M = \begin{bmatrix} \varphi_m^e & 0 & 0 \\ 0 & \varphi_m^e & 0 \\ 0 & 0 & \varphi_m^e \end{bmatrix}.$$

Для будь-якої точки тіла в межах СЕ вводяться вектори повних і

температурних деформацій, напружень:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_{11}, \varepsilon_{22}, \varepsilon_{33}, \gamma_{12}, \gamma_{23}, \gamma_{31}\}^T;$$

$$\{\varepsilon^T\} = \{\alpha_T\} \Delta \hat{T} = \{(\alpha_T)_x, (\alpha_T)_y, (\alpha_T)_z, 0, 0, 0\}^T \cdot \Delta \hat{T};$$

$$\{\sigma\} = \{\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \sigma_{12}, \sigma_{23}, \sigma_{31}\}^T,$$

де $\gamma_{mn} = 2\varepsilon_{mn}$ при $m \neq n$.

Вводимо матрицю $[B]$ диференціювання за глобальними координатами, з використанням котрої лінійні рівняння (2.1) записуються (малі деформації) у вигляді:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\}_e.$$

Оскільки вектор $\{\varepsilon\}$ має розмір 6×1 , а $\{q\}_e - 3M \times 1$, то розмір матриці $[B]$ дорівнює $6 \times 3M$. Позначимо:

$$p_{im} = \partial \varphi_m^e / \partial x_i.$$

Матриця диференціювання – блокова

$$[B] = [[B]_1, [B]_2, \dots, [B]_M],$$

блоки котрої для ДСК мають таке заповнення:

$$[B]_{m_{ДСК}} = \begin{bmatrix} p_{1m} & 0 & 0 \\ 0 & p_{2m} & 0 \\ 0 & 0 & p_{3m} \\ p_{2m} & p_{1m} & 0 \\ 0 & p_{3m} & p_{2m} \\ p_{3m} & 0 & p_{1m} \end{bmatrix}.$$

Лінійний закон Гука (2.2) запишемо у вигляді

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^e\},$$

де $[D]$ - матриця модулів пружності. Якщо матеріал пружно-ізотропний, то матриця

$$[D] = 2G(T) \cdot \begin{pmatrix} a & b & b & 0 & 0 & 0 \\ b & a & b & 0 & 0 & 0 \\ b & b & a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c \end{pmatrix},$$

де $2G(T) = E / (1 + \mu)$; $a = (1 - \mu) / (1 - 2\mu)$; $b = \mu / (1 - 2\mu)$; $c = 0.5$; $E = E(T)$ - модуль Юнга; $\mu = \mu(T)$ - коефіцієнт Пуассона. Для анізотропних матеріалів матриця $[D]$ також симетрична, але має інакше заповнення.

Використовуючи введені позначення, виразимо варіаційний функціонал в матричному вигляді:

$$F = \sum_e \int_{\Omega^e} \delta \{q\}_e^T [B]^T [D] [B] \{q\}_e d\Omega - \sum_e \int_{\Omega^e} \delta \{q\}_e^T [B]^T [D] \{\alpha_T\} \Delta \hat{T} d\Omega - \\ - \sum_e \int_{\Omega^e} \delta \{q\}_e^T [\phi]^T \{\hat{P}\} dS - \sum_e \int_{\Omega^e} \delta \{q\}_e^T [\phi]^T \{\hat{O}\} d\Omega - \delta \{q\}_e^T [\phi]^T \{\hat{R}\} = 0.$$

Оскільки вектор вузлових значень переміщень $\{q\}_e$ не залежить від параметрів інтегрування, він, а також вектор $\delta \{q\}_e^T$ можуть бути винесені за межі інтегралу. Позначимо:

$$[K]_e = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega;$$

$$\{P\}_e = \int_{\Omega^e} [\phi]^T \{\hat{O}\} d\Omega + \int_{S_p^e} [\phi]^T \{\hat{P}\} dS + [\phi]^T \{\hat{R}\};$$

$$\{Q\}_e = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] \{\alpha_T\} \Delta \hat{T} d\Omega.$$

Оскільки варіації переміщень є довільними, то отримуємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) вигляду

$$[K] \{q\} = \{P\} + \{Q\}$$

відносно глобального вектора $\{q\}$ значень вузлових переміщень. Позначено збірки за ступенями свободи: $[K] = \sum_e [K]_e$; $\{P\} = \sum_e \{P\}_e$; $\{Q\} = \sum_e \{Q\}_e$.

Вектор $\{P\}$ обумовлений зовнішніми силовими навантаженнями і масовими силами; вектор $\{Q\}$ - фіктивним "навантаженням" від температурних деформацій. До цієї СЛАР ще потрібно залучити граничні умови зі відомими значеннями переміщень.

3. Опис розрахункової моделі

3.1. Основне завдання моделювання.

У даній роботі ставилося завдання дослідження напружено - деформованого стану об'ємної скінченно-елементної моделі елементів піддонів заднього і переднього багажно-вантажних відсіків літака Ан-158.

3.2. Опис конструкції і призначення об'єкта, що моделюється.

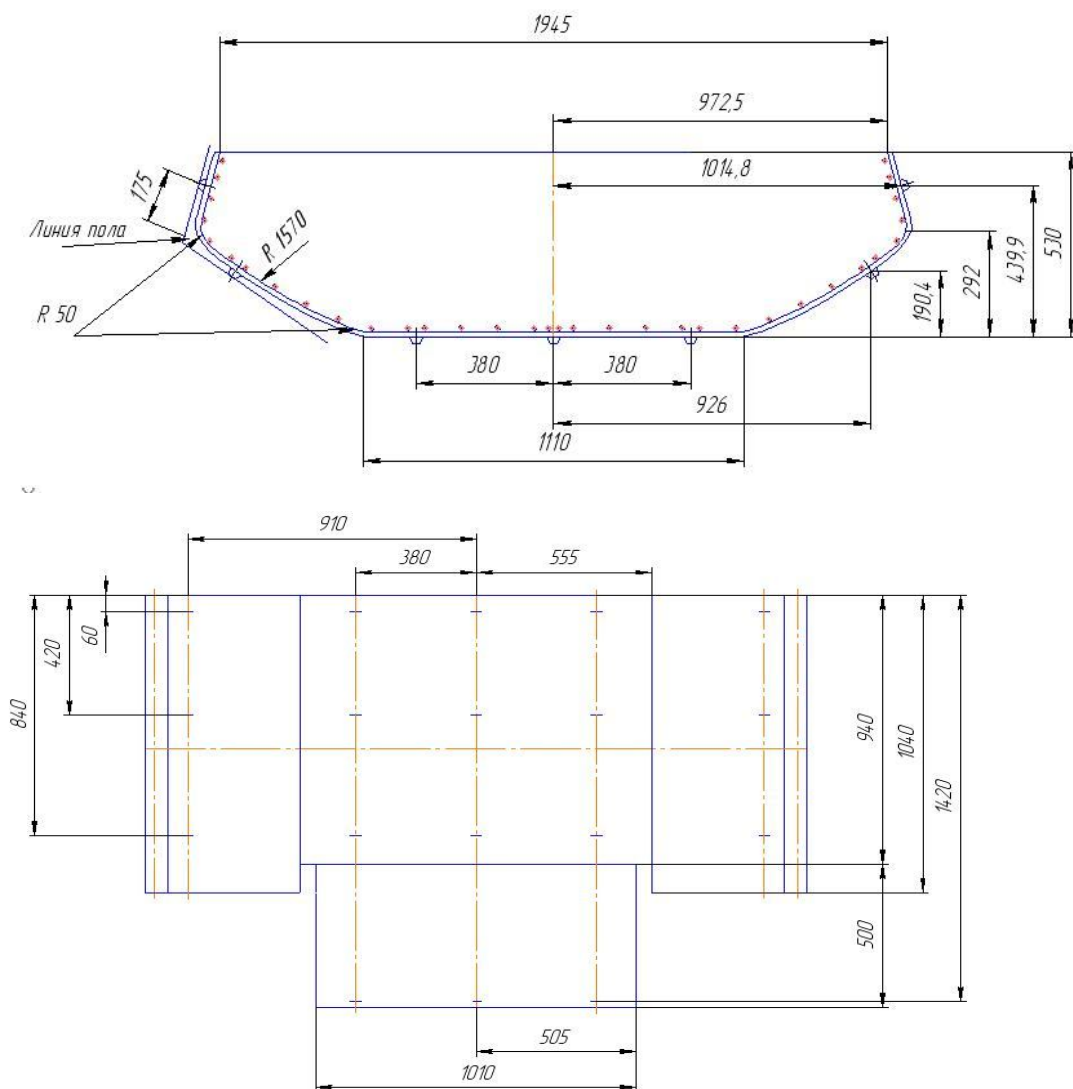


Рис. 3.1. Задній піддон ЗБВВ.

Об'єктом розрахунку на статичну міцність є обладнання заднього і переднього багажно-вантажних відсіків літака Ан 158, а саме елементи піддонів в місцях кріплення до роликів.

Піддони заднього і переднього багажно-вантажного відсіку призначені для розміщення багажу пасажирів і / або вантажів.

Піддон ЗБВВ літака АН-158, в польотному випадку розташований між 29-м і 34-м шпангоутами (Рис. 3.2.). Піддон ПБВВ літака АН-158, в польотному випадку розташований між 10-м і 14-м шпангоутами (Рис. 3.2.)

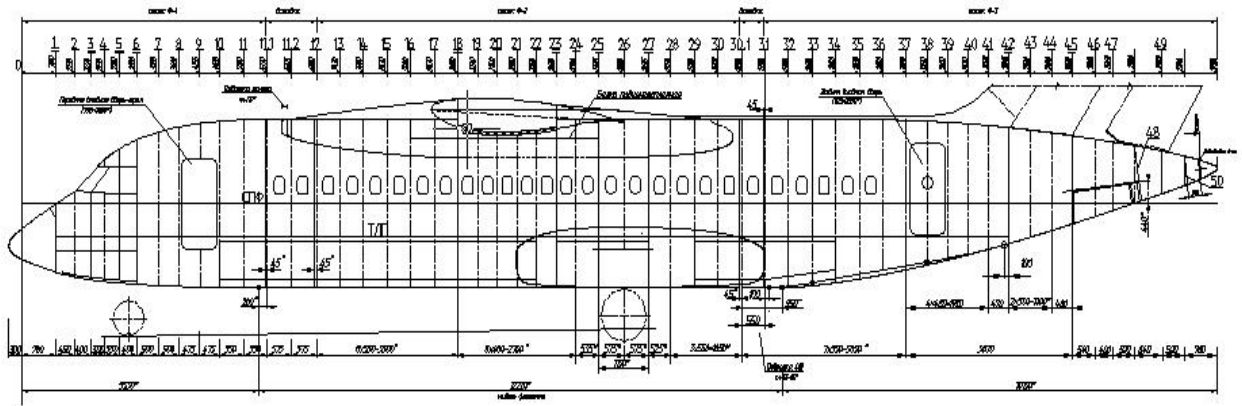


Рис. 3.2. Креслення АН-158. Розташування піддонів ПБВВ і ЗБВВ.

Розрахунок на міцність конструкції піддонів багажно-вантажних відсіків літака Ан-158 виконаний при розрахункових умовах, визначених відповідно до вимог сертифікаційного базису літака Ан-158 (СБ-158).

На піддони ЗБВВ і ПБВВ прийняті навантаження від багажу, що знаходиться на піддонах, в польотних випадках.

Піддони контактують з багажно-вантажними відсіками за допомогою роликів (24 ролика прикріплені до заднього піддону і 30 до переднього), які дозволяють в вантажному наземному випадку переміщувати піддон до навантажувального люка. З одного боку (протилежно місцезнаходженням люка) піддони захищає силова стінка, що кріпиться до них кутовим профілем. Передня стінка, в польотному випадку, спирається на силову перегородку багажно-вантажних відсіків, тому ми будемо розглядати її як абсолютно жорстку і не будемо розглядати випадки навантаження які включають перевантаження уздовж осі польоту літака.

Передній піддон, з боків і знизу, представлений тришаровою панеллю зовнішні шари якої є листами алюмінієвого сплаву Д 16 між якими поміщений заповнювач ПСП 1. Передня стінка виконана з стеклотканевих

шарів (зовнішні шари) і ПСП1 (заповнювач). Задній піддон виконаний з стеклотканевих шарів і ПСП1 (заповнювач).

3.3. Створення об'ємної СЕ моделі.

Для вирішення поставленого завдання використовувався спеціалізований програмний комплекс звичайно - елементного розрахунку MSC Nastran / Femap 10. Модуль Femap є пре- і постпроцесор. Він використовується для виконання наступних робіт: створення або імпорту геометричних моделей; формування на їх основі розрахункових СЕ моделей шляхом генерації СЕ - сітки, завдання властивостей кінцевих елементів, граничних умов і навантажень; а також для обробки результатів розрахунку, проведених в розрахунковому модулі Nastran. Блок - схема спільного використання пре- і постпроцесора Femap 10 з розрахунковим модулем MSC. Nastran представлена на рис. 3.3.

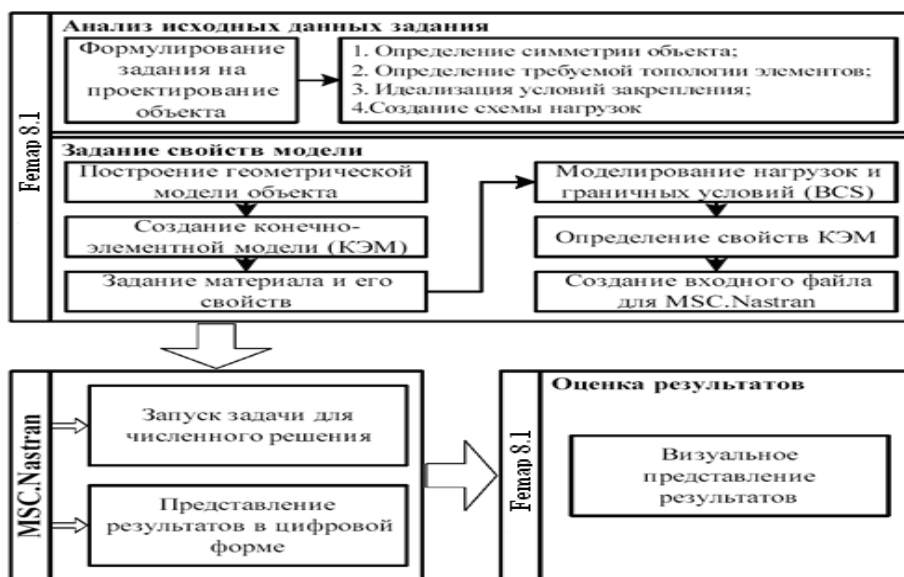
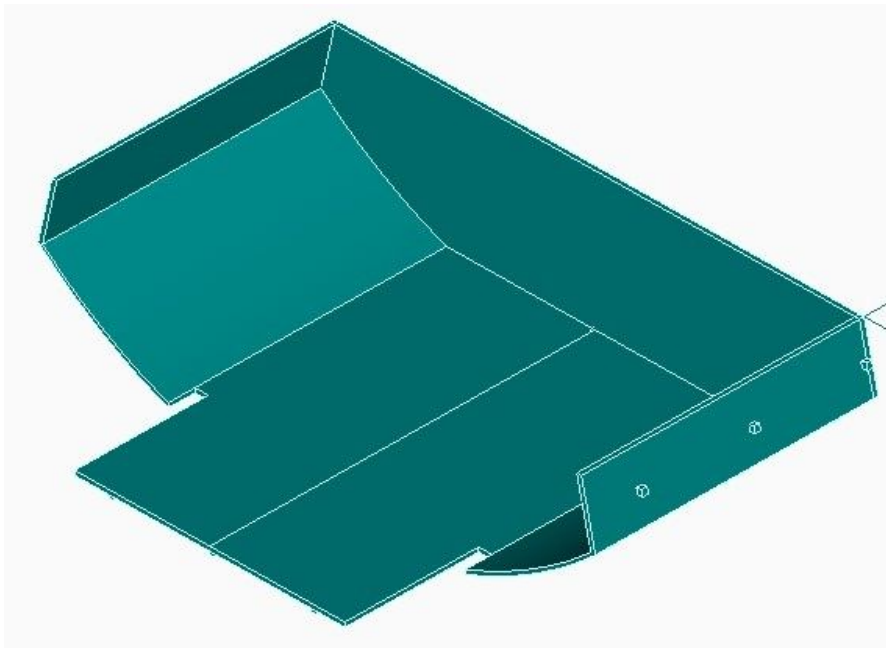


Рис. 3.3. Блокова схема стадій рішення задачі за допомогою системи Femap 10 / MSC.Nastran.

Об'ємна звичайно - елементна модель заднього піддону була створена на основі 3-х мірної твердотільної геометричній моделі (рис. 3.4.), В той час як об'ємна скінченно-елементна модель переднього піддону була створена на основі 3-х мірної геометричній моделі виконаної з набору площин (Рис. 3.5.). Обидві геометричні моделі були створені в середовищі моделювання Femap



10.

Рис. 3.4. Геометрична модель заднього піддону.

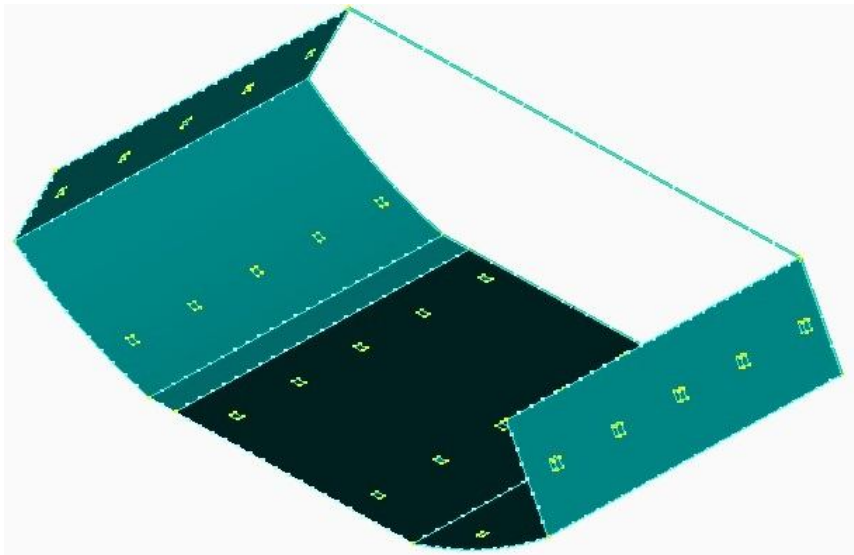


Рис. 3.5. Геометрична модель переднього піддону.

Положення моделей піддонів в середовищі Femap визначено в глобальній прямокутній системі координат. Ось X спрямована в бік, протилежний напрямку польоту. Вісь Z - від правого борта літака до лівого. Задана СК, по відношенню до системи координат літака (рис. 3.6.а), розгорнута навколо осі Y на 180° . Всі подальші дії будуть проводитися в модельній СК $OXYZ$ (Рис. 3.6.б).

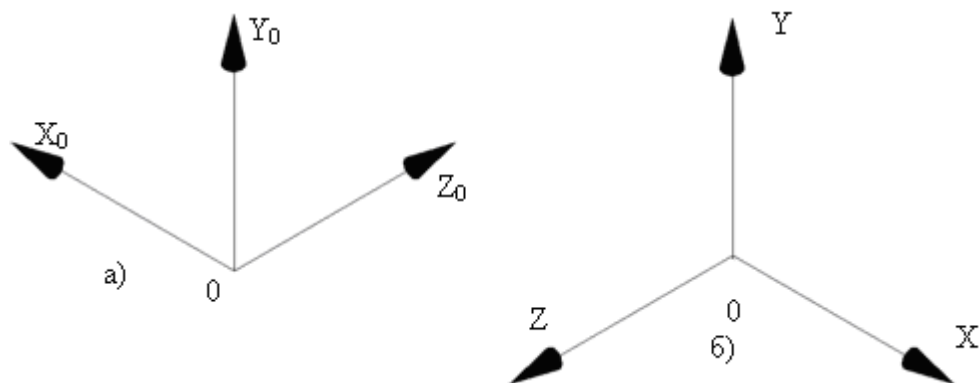




Рис.3.6.

3.3.1. Вибір типу скінченних елементів і методу генерації СЕ сітки.

У модулі Femap 10 доступні типи стандартних скінченних елементів визначаються виходячи з використовуваного об'єктного коду, пов'язаного з обраним програмним продуктом для проведення обчислень. Тип аналізованого фізичного процесу може бути:

- -Structural (структурний) – завдання, пов'язані з визначенням механічної напруги в конструкціях;
- Thermal (температурний) – теплові задачі;
- Fluid Dynamics – задачі динаміки рідини и газу.

Для створення об'ємної СЕ моделі застосовують відповідні об'ємні скінченні елементи. Типи цих елементів зі стандартної бібліотеки Femap, доступні при описаних налаштуваннях, і область їх застосування наведені в таблиці 3.1:

Форма елементів	Область застосування
Hex (куб) 	Застосовують для генерації рівномірної об'ємної СЕ сітки на основі геометрії простих тіл, що містять не більше 6 граней.
Tet (піраміда) 	Застосовують для генерації об'ємної СЕ сітки з нерівномірною дискретністю на складних геометричних тілах, що містять області радісних переходів і внутрішні порожнини.

Таблиця 3.1

Для об'ємних завдань, що вимагають великої кількості кінцевих елементів, застосовують автоматичні методи генерації КЕ сітки елементів. У середовищі Femap існує два таких методи:

- Hex mesh solids (рівномірна сітка) - при цьому підході створюються елементи серед областей простої геометричної форми шляхом рівномірного нанесення сітки. Метод працює виключно для правильних геометричних тіл, створюючи значну кількість елементів по кожному напрямку.

- Tet Mesh - це високоавтоматизований метод створення СЕ сіток на довільних тілах. Він створює сітки тетраедральних елементів на будь-яких замкнених тілах, імпортованих з більшості CAD систем.

Для заднього піддону доцільно використовувати гексагональні кінцеві елементи на роликах (тому що в цьому випадку кожен ролик можна буде представити одним скінченним елементом) і тетраедральні скінченні елементи для основної частини піддону, тому що вона має більш важку конфігурацію ніж передній піддон, який володіючи більш правильною геометричною формою буде розбитий на гексагональних скінченні елементи. Також, при розбивці переднього піддону на гексагональних скінченні елементи, нам буде легше в подальшому пов'язати ряд вузлів, що відображають шарнірне закріплення.

3.3.2. Вибір оптимальних параметрів СЕ сітки і її генерація.

Перш ніж згенерувати СЕ сітку на моделі піддонів, необхідно визначити оптимальні значення дискретності сітки і розміру скінченних елементів. Застосування сітки з великою дискретністю, що складається з великих елементів, призводить до значного відхилення форми СЕ моделі від вихідної геометрії. Значне збільшення щільності сітки веде до різкого зростання кількості скінченних елементів, і наявних машинних ресурсів може не вистачити для вирішення поставленого завдання. Крім того, при автоматичному методі генерації СЕ сітки розташування вузлів елементів рідко відповідає необхідним умовам.

Керування розміром і щільністю СЕ сітки, а також ручне зазначення кількості та місця розташування вузлів елементів допомагає створити сітку з оптимальною кількістю і розмірами скінченних елементів, що дозволяє збільшити точність і зменшити затрачуваний час при розрахунках.

Функція `size along curve` дозволяє визначати точки на ребрах геометричної моделі, що позначають положення вузлів сітки.

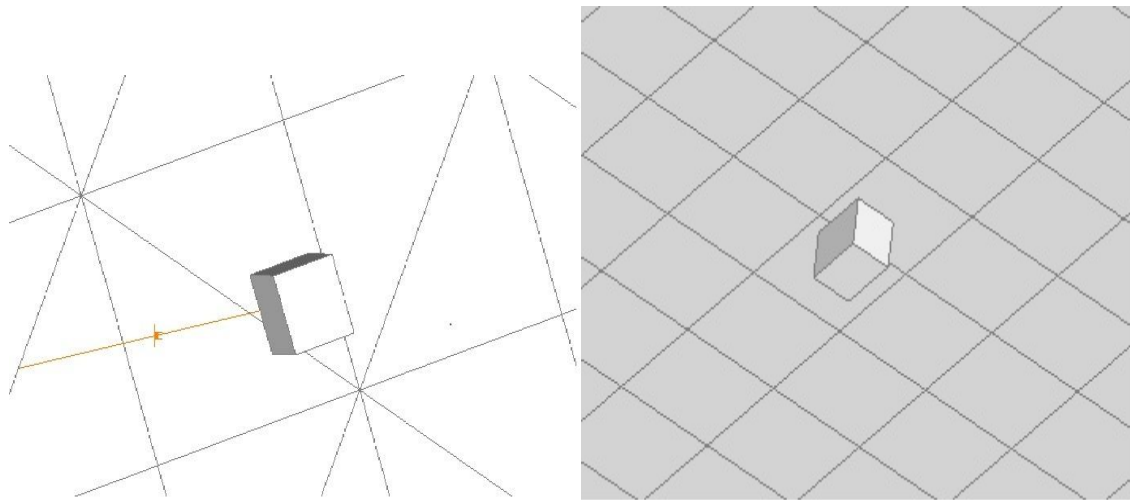


Рис. 3.7.

Таким чином роблячи розмітку ми отримуємо можливість створити поодинокі скінченні елементи в місцях, де розбиття на велику кількість скінченних елементів привело б у подальшому до значного ускладнення процесу зняття результатів; і зробити її більш великою в місцях де немає концентраторів напружень і градієнт напружень відносно невеликий (Рис. 3.7.).

Далі запустивши автоматичну генерацію отримуємо модель з звичайно елементної сіткою показаної на малюнках 3.8. і 3.9.

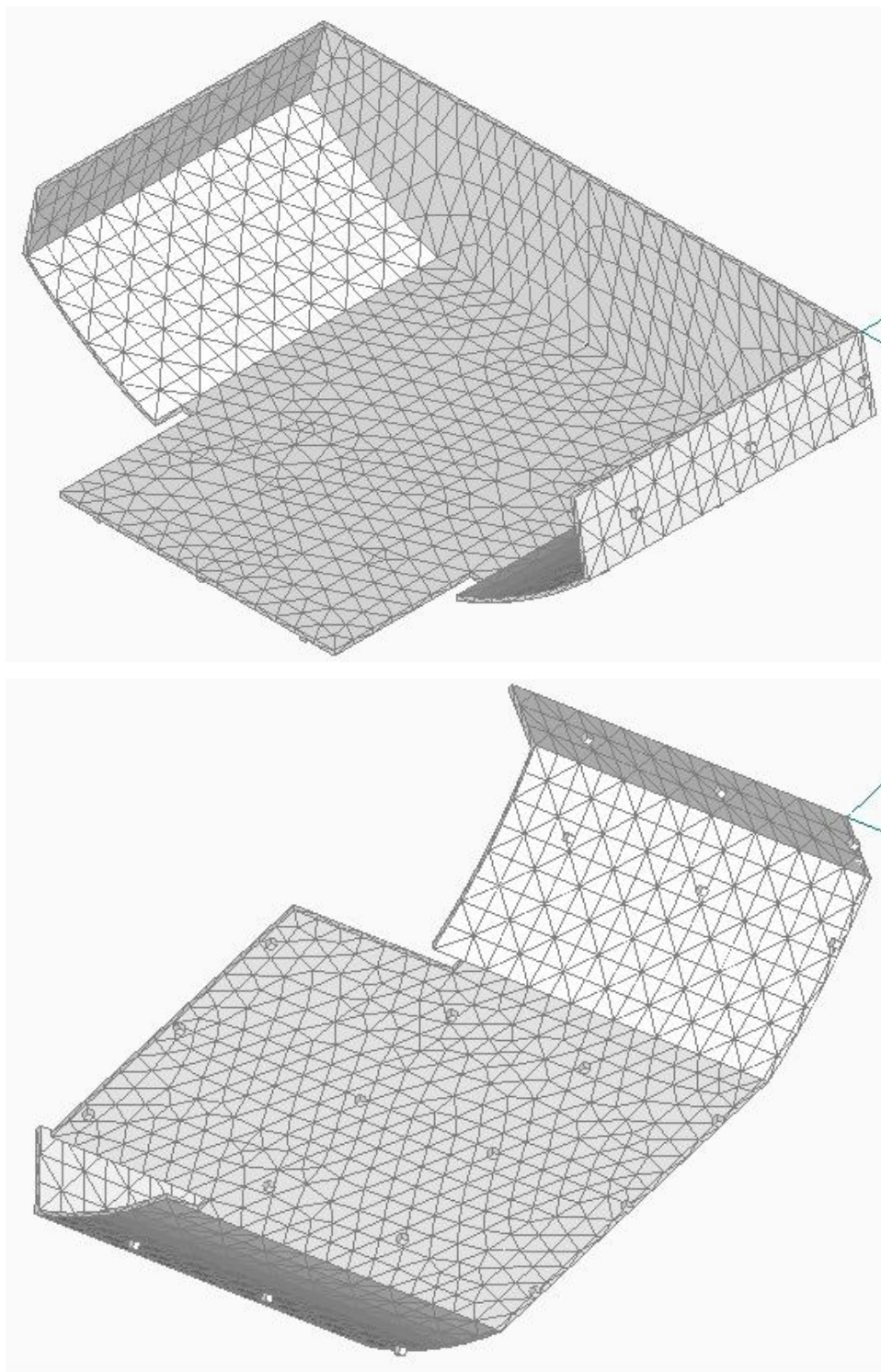


Рис. 3.8. СЕ модель заднього піддону.

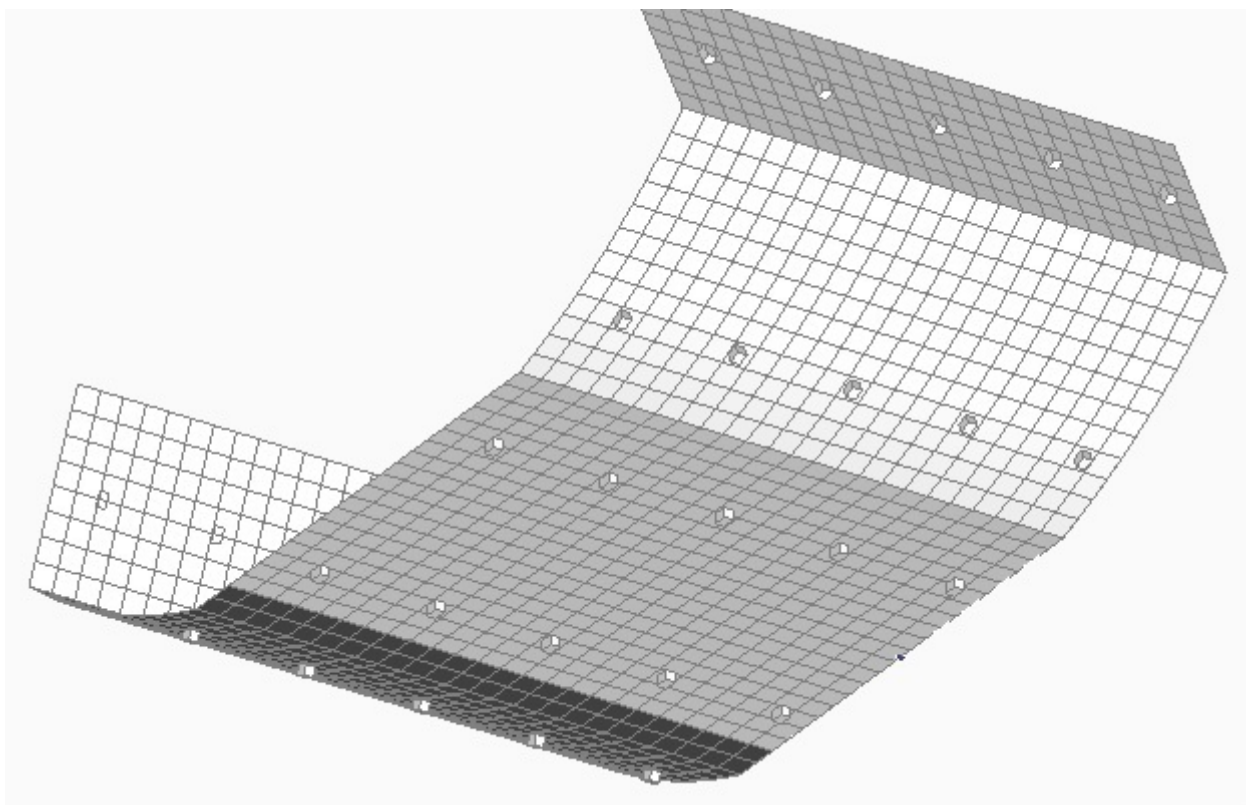
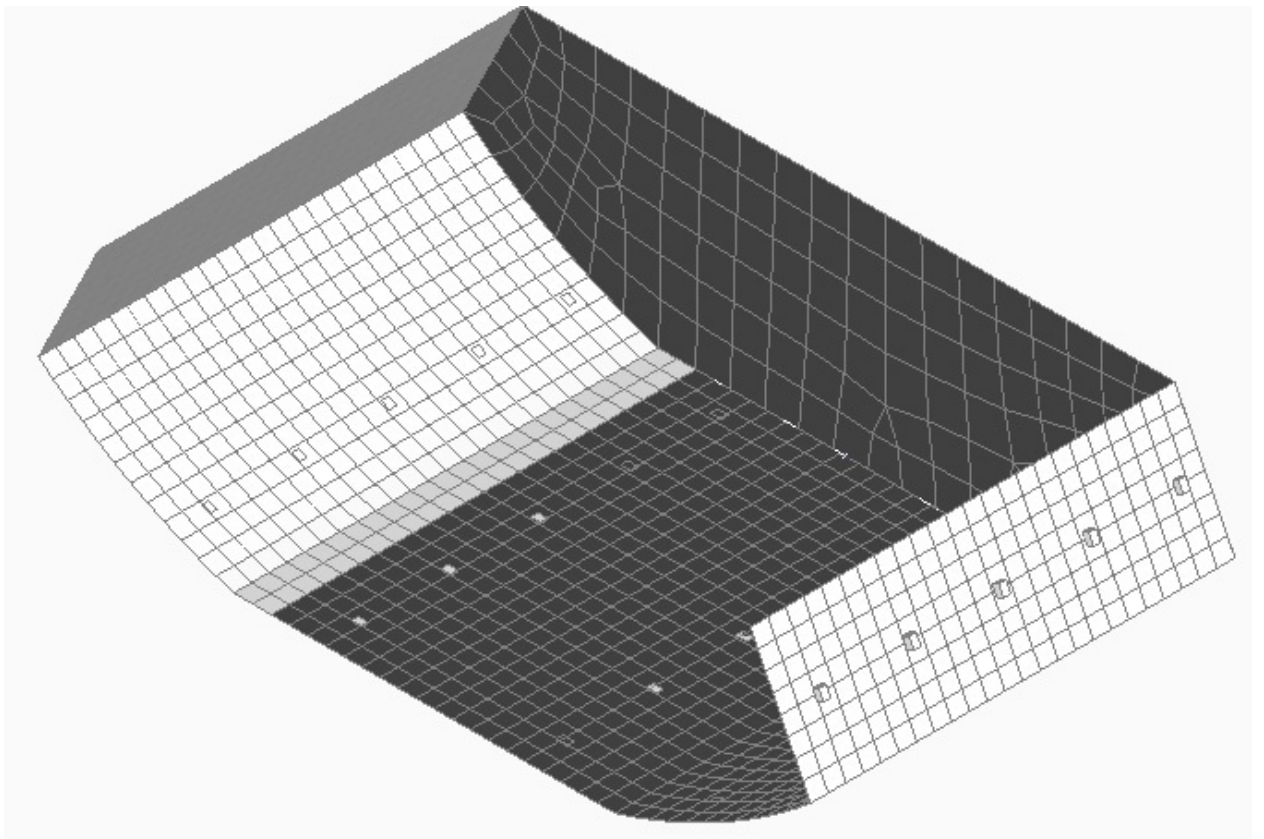


Рис. 3.9. СЕ модель переднього піддону.

Для того, щоб відобразити властивості шарнірів переднього піддону, скористаємося серією команд: Model - Element - Type - Rigid і зв'яжемо попарно як показано на малюнку 3.10. жорсткими скінченними елементами

відповідні вузли прилеглих поверхонь.

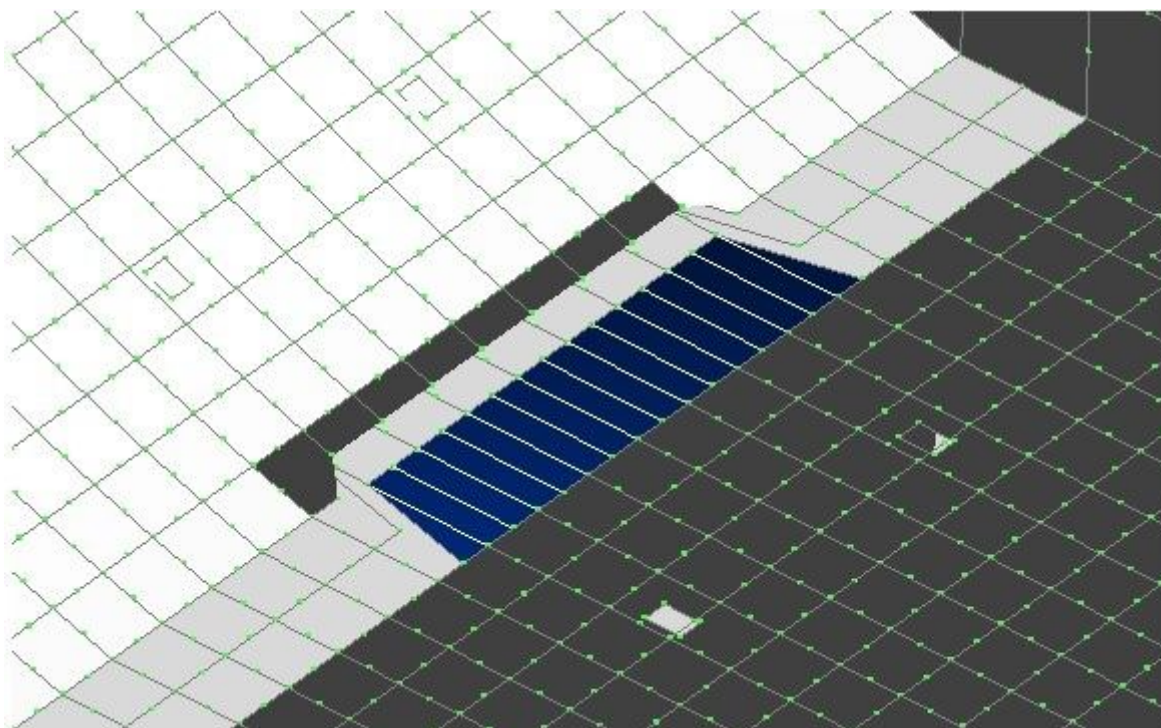


Рис. 3.10.

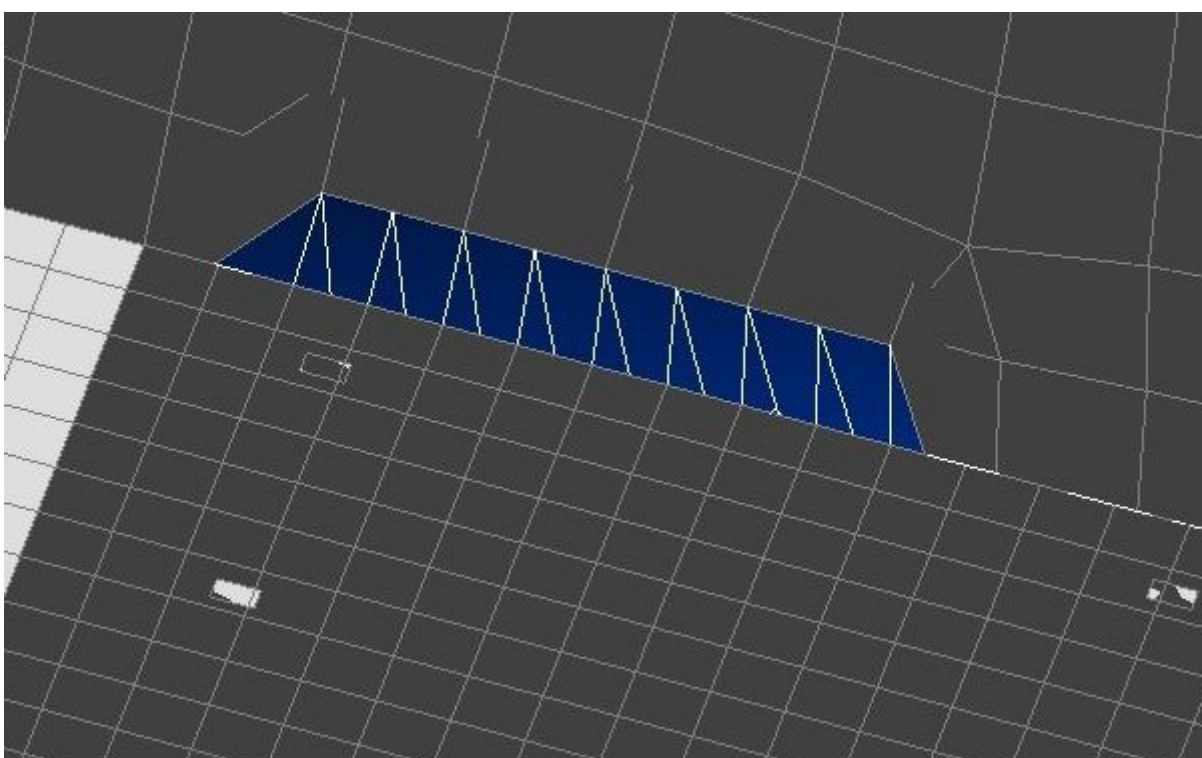


Рис. 3.11.

Аналогічну процедуру виконаємо і для стінки, пов'язаної жорстким профілем з дном піддону (Рис. 3.11.).

3.3.3. Побудова допоміжних гексагональних скінченних елементів, що моделюють роликові опори.

Піддони покояться на сталевих роликах які при навантаженні працюють як рухомі в напрямку осі z опори. Їх кріплення інтегруються всередину багатошарової панелі за допомогою заливальної пасти ВПЗ-1 і клею ВК-9.

Для отримання реакцій в роликах були створені допоміжні СЕ моделі роликів, змодельовані, як гексагональні кінцеві елементи жорсткість яких значно більше жорсткості основної конструкції піддону.

Генерація гексагональних скінченних елементів здійснювалася окремо від генерації основної частини, тому що вимагала надання окремих елементів окремим геометричних тіл і проводилася послідовним включенням кожної з 12ти ліній куба в відповідне ребро жорсткості елемента.

3.3.4. Завдання властивостей скінченних елементів і опис характеристик застосовуваних матеріалів.

Властивості скінченних елементів задаються в додатку Properties. Для завдання властивостей об'ємних скінченних елементів в Femap досить вказати ім'я матеріалу, характеристики якого попередньо задаються в додатку Materials, матеріал задається як іменована група властивостей, що відноситься до матеріалу, які необхідні для індивідуального аналізу СЕ моделі.

Елементи піддону виконані з багатошарових панелей різної конфігурації. Дно переднього піддону виконано з двох листів алюмінієвого сплаву Д 16, між якими розташований заповнювач ПСП1. Передня стінка складається з восьми листів склотканини склеєних під кутом 90 градусів і заповнювач ПСП1. Задній піддон виконаний з шарів склотканини і ПСП1. Також, ролики виконані зі сталі. Таким чином для розрахункової моделі були визначені чотири типи матеріалів. У структурному аналізі природа матеріалу описує характер залежності напружень від деформацій матеріалу. У такій постановці, для опису властивостей матеріалу достатньо вказати наступні значення:

- Модуль Юнга (E) (Elastic Modulus) - відношення напруження до деформації.
- Коефіцієнт Пуассона (μ) (Poisson Ratio) - пов'язує деформації по ортогональним напрямкам.
- Модуль зсуву (G) (Shear Modulus) – який виражається через $G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)}$.

3.3.5. Експериментальне визначення властивостей матеріалу ПСП1.

В процесі завдання властивостей матеріалу ПСП1 були зустрінуті труднощі пов'язані з тим, що матеріал заповнювача працює по іншому ніж заповнювач як складна геометрична конструкція. Для вирішення цього завдання потрібно проведення ряду експериментів (на розтяг, стиск, зсув і зріз). Експерименти проводилися на базі Femap 10 і показали хороший результат.

Механічні характеристики стільникового заповнювача (СЗ) марки ПСП-1-2.5х96

СЗ марки ПСП-1-2.5х96 типу HEXCEL створений із поліаміда.

Таблиця 3.2 Механічні характеристики поліаміда (дані з Інтернет)

Марка	Густина ρ , $\text{кг} / \text{мм}^3$	Модуль Юнга E , МПа	Модуль зсуву G , МПа	Коеф. Пуассона μ	Границя течії при розтягу, МПа	Границя міцності при розтягу, МПа	Границя міцності при стиску, МПа	Відносне подовження при розриві, %
Поліамід РА-6	$1.15 \cdot 10^{-6}$	2200	775	0.42	65	90	90	10

При визначенні механічних характеристик будь-якого СЗ бажано застосовувати прості формули, що перераховують дані матеріалу у деякі характеристики СЗ.

Для застосування таких формул потрібно визначитися з товщиною поліамідного паперу δ , який створює стільники.

Для СЗ типу HEXCEL є рекомендована формула

$$\rho = 1.54 \rho \delta / a,$$

де: ρ – еквівалентна густина СЗ; ρ – густина матеріалу; a – характерний розмір вічка СЗ. Тому $\delta = \rho a / 1.54 \rho$.

З Інтернету маємо, що еквівалентна густина СЗ марки ПСП-1-2.5х96 $\rho \approx 0.096 \cdot 10^{-6} \text{ кг / мм}^3$.

Отже, можемо розрахувати, що товщина поліамідного паперу $\delta = 0.096 \cdot 10^{-6} \cdot 2.5 / (1.54 \cdot 1.15 \cdot 10^{-6}) \approx 0.0136 \text{ мм}$. Прийнемо це значення для подальших розрахунків.

Для СЗ типу HEXCEL є й такі рекомендовані формули

$$\bar{E}_{zz} = 1.54 E \delta / a; \quad \bar{G}_{xz} = 0.866 G \delta / a; \quad \bar{G}_{yz} = 0.577 G \delta / a,$$

де: E, G – модулі Юнга та зсуву матеріалу, $\bar{E}_{zz}, \bar{G}_{xz}, \bar{G}_{yz}$ – еквівалентні модулі Юнга та зсуву СЗ (вісь ортотропії Z спрямована вздовж вічка). Тому для СЗ марки ПСП-1-2.5х96 маємо:

$$\bar{E}_{zz} = 1.54 \cdot 2200 \cdot 0.0136 / 2.5 \approx 18.4 \text{ МПа}; \quad \bar{G}_{xz} = 0.866 \cdot 775 \cdot 0.0136 / 2.5 \approx 3.65 \text{ МПа};$$

$$\bar{G}_{xz} = 0.577 \cdot 775 \cdot 0.0136 / 2.5 \approx 2.433 \text{ МПа}.$$

Ще рекомендують брати будь-які малі значення $\bar{G}_{xy} = \bar{G}_{yx}$. Прийнемо, що $\bar{G}_{xy} = \bar{G}_{yx} = 10^{-5} \text{ МПа}$.

У чисельному експерименті з визначення величини E_x (див. рис.3.12 – рис.3.14) маємо, що при навантаженні розподіленим навантаженням p на поверхнях загальною площею A_x , на довжині L_x отримаємо переміщення ΔL_x

, тому будемо мати модуль Юнга $E_x = \frac{\sigma_x}{\varepsilon_x} = \frac{p A_x}{A_x} \frac{1}{\varepsilon_x} = \frac{N_x}{L_y L_z} \frac{L_x}{\Delta L_x}$. Ще можна

визначити коефіцієнти Пуассона: $\mu_{xy} = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = -\frac{\Delta L_y / L_y}{\Delta L_x / L_x}$ та

$$\mu_{xz} = -\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x} = -\frac{\Delta L_z / L_z}{\Delta L_x / L_x}.$$

Результати при $p = 0.001 \text{ МПа}$ – у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 Результати розрахунків механічних характеристик E_x, μ_{xy} та μ_{xz} СЗ марки ПСП-1-2.5х96

A_x , мм ²	L_x , мм	L_y , мм	L_z , мм	A_x , мм ²	ΔL_x , мм	ΔL_y , мм	$\Delta L_z \cdot 10^6$, мм
4.08	74.77868	38.99834	15	585	0.431438	-0.251986	-1.9493

Таблиця 3.3 (подовження)

$\sigma_x \cdot 10^6$, Мпа	$\varepsilon_x \cdot 10^3$	$\varepsilon_y \cdot 10^3$	$\varepsilon_z \cdot 10^6$	$E_x \cdot 10^3$, Мпа	μ_{xy}	$\mu_{xz} \cdot 10^6$
6.975	5.770	-6.461	-12.995	1.21	1.12	22.5

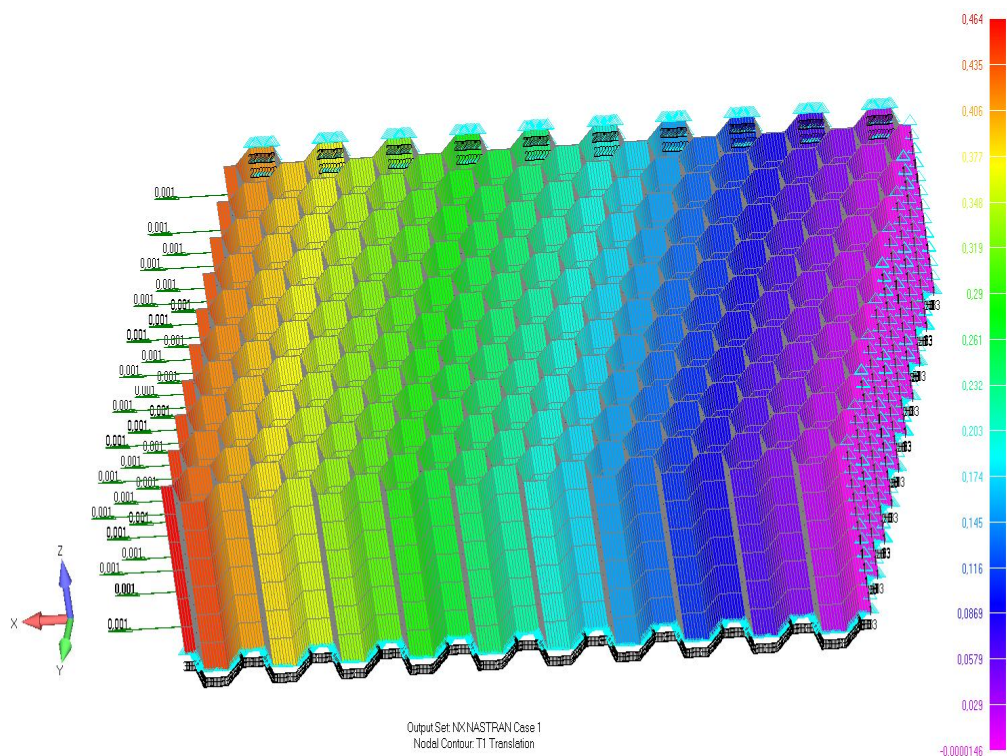


Рис.3.12 Модель СЗ марки ПСП-1-2.5х96: розтягування вздовж осі X , повздовжні переміщення $T1$ (для визначення E_{xx})

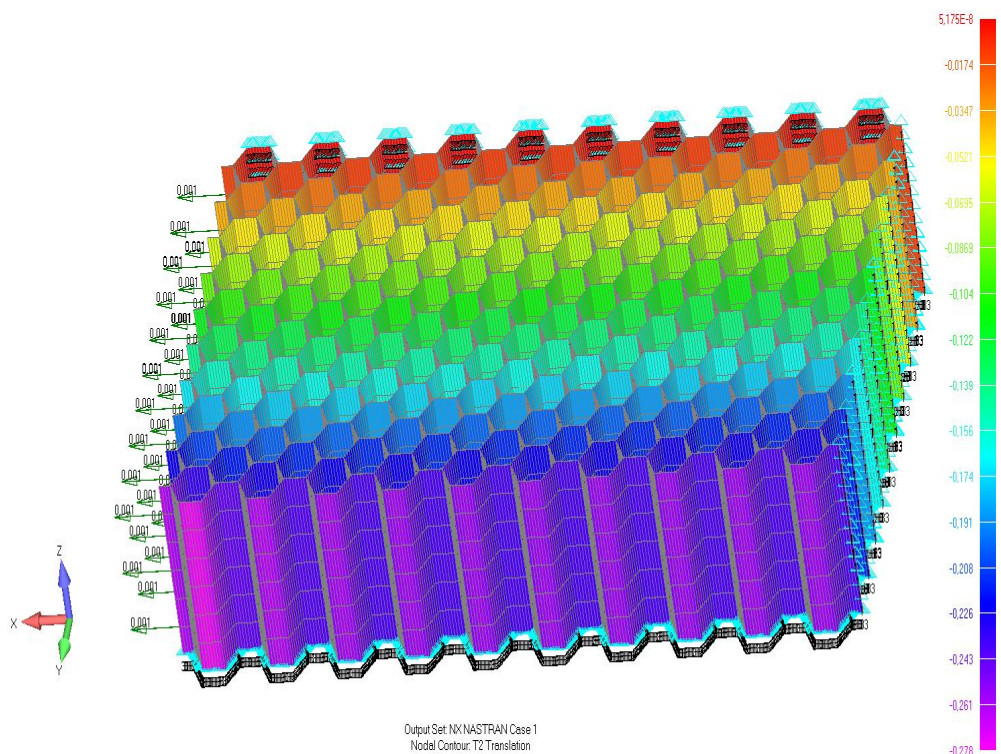


Рис.3.13 Модель СЗ марки ПСП-1-2.5х96: розтягування вздовж осі X , повздовжні переміщення $T2$ (для визначення μ_{xy})

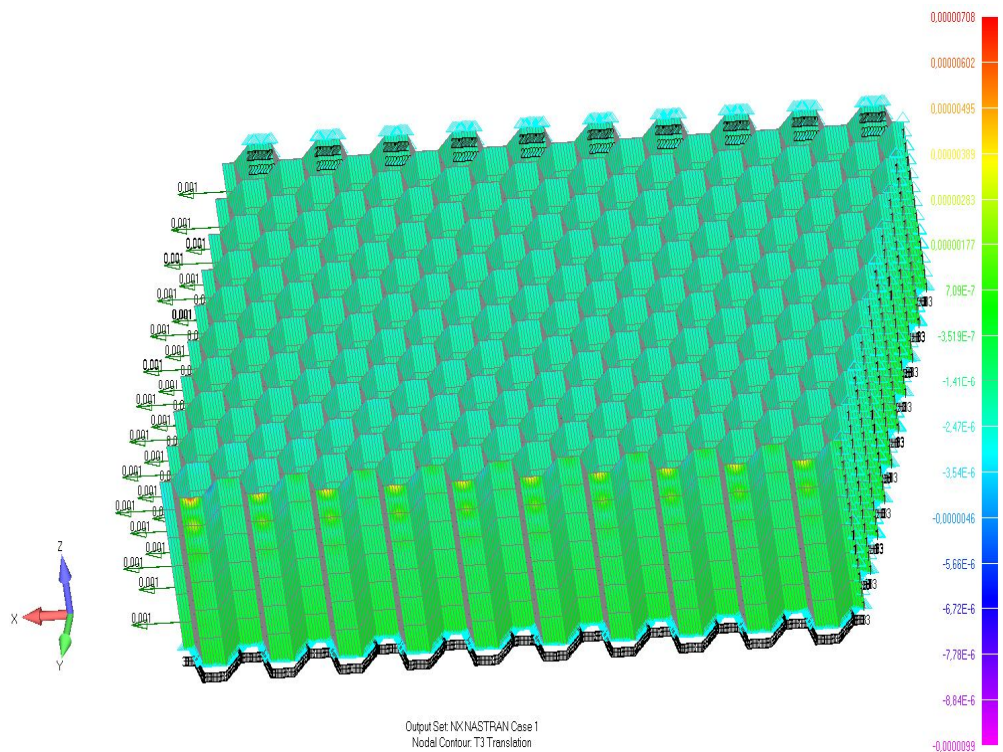


Рис.3.14 Модель СЗ марки ПСП-1-2.5x96: розтягування вздовж осі X, повздовжні переміщення T_3 (для визначення μ_{xz})

У чисельному експерименті з визначення величини E_Y (див. рис.3.15 – рис.3.17) маємо, що при навантаженні розподіленим навантаженням p на поверхнях загальною площею A_Y , на довжині L_Y отримаємо переміщення ΔL_Y ,

тому будемо мати модуль Юнга $E_Y = \frac{\sigma_Y}{\varepsilon_Y} = \frac{p A_Y}{A_Y \varepsilon_Y} = \frac{N_Y}{L_X L_Z} \frac{L_Y}{\Delta L_Y}$. Ще можна

визначити коефіцієнти Пуассона: $\mu_{YX} = -\frac{\varepsilon_X}{\varepsilon_Y} = -\frac{\Delta L_X / L_X}{\Delta L_Y / L_Y}$ та

$$\mu_{YZ} = -\frac{\varepsilon_Z}{\varepsilon_Y} = -\frac{\Delta L_Z / L_Z}{\Delta L_Y / L_Y}.$$

Результати при $p = 0.0001$ МПа – у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 Результати розрахунків механічних характеристик E_Y , μ_{YX} та μ_{YZ} СЗ марки ПСП-1-2.5x96

A_Y , мм ²	L_X , мм	L_Y , мм	L_Z , мм	A_Y , мм ²	ΔL_X , мм	ΔL_Y , мм	$\Delta L_Z \cdot 10^6$, мм
375	74.77868	38.99834	15	1122	-2.31863	1.3890	-8.7582

Таблиця 3.4 (подовження)

$\sigma_Y \cdot 10^6$, МПа	$\varepsilon_X \cdot 10^3$	$\varepsilon_Y \cdot 10^3$	$\varepsilon_Z \cdot 10^6$	$E_Y \cdot 10^3$, МПа	μ_{YX}	$\mu_{YZ} \cdot 10^6$
33.432	-31.007	35.617	-58.388	0.94	0.871	16.4

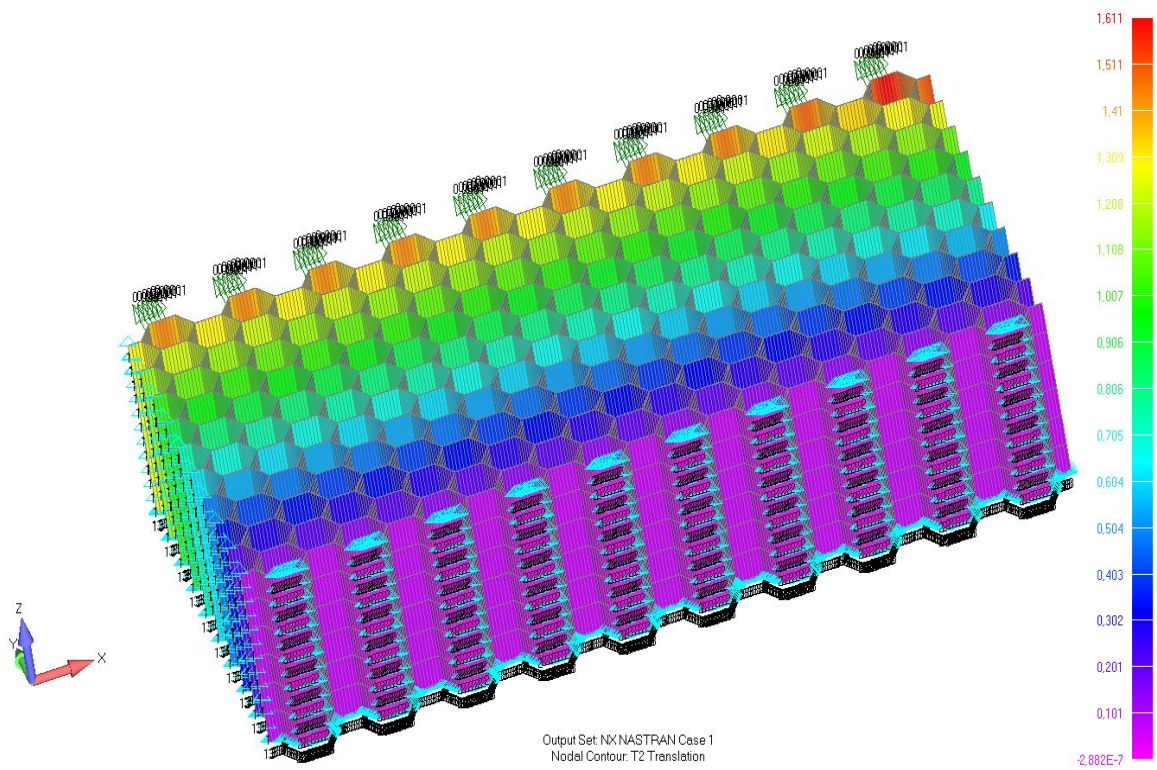


Рис.3.15 Модель СЗ марки ПСП-1-2.5х96: розтягання вздовж осі Y , повздовжні переміщення $T2$ (для визначення E_{YY})

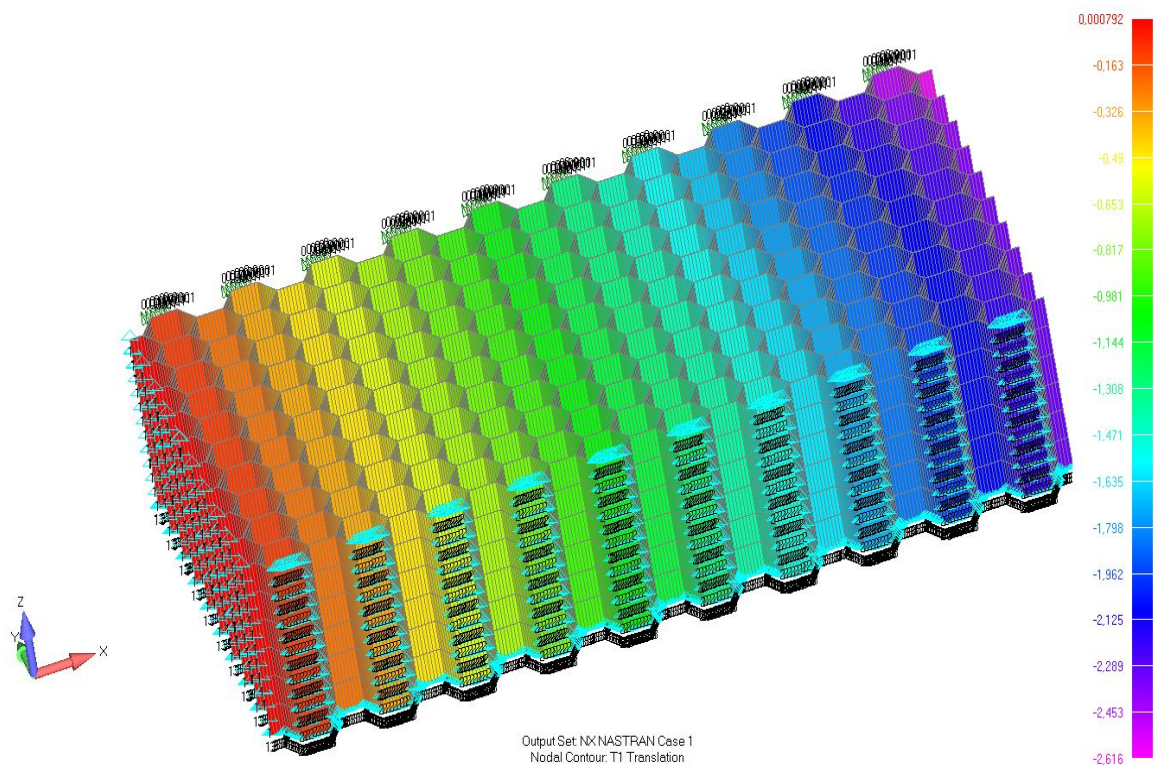


Рис.3.16 Модель СЗ марки ПСП-1-2.5х96: розтягання вздовж осі Y , повздовжні переміщення $T1$ (для визначення μ_{YX})

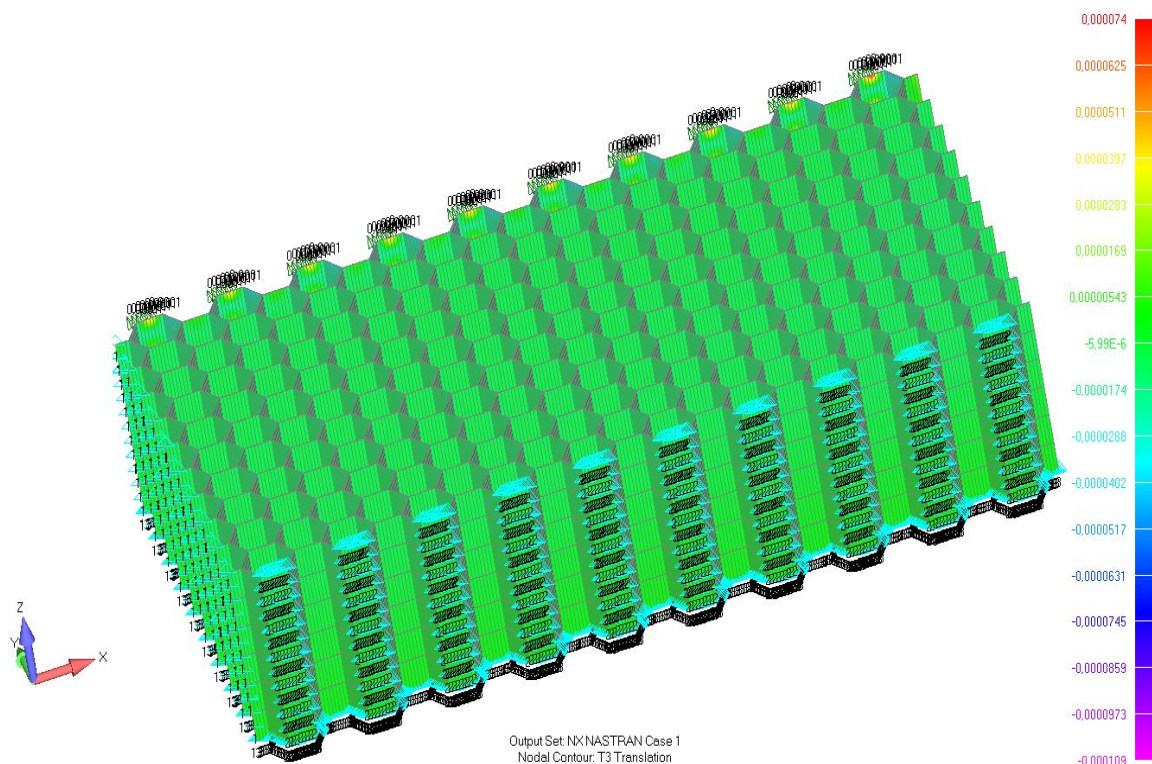


Рис.3.17 Модель СЗ марки ПСП-1-2.5x96: розтягування вздовж осі Y , повздовжні переміщення $T3$ (для визначення μ_{YZ})

З таблиць 3.3 та 3.4, оскільки повинне бути $\mu_{XY} = \mu_{YX}$, маємо, що середнє $\mu_{XY} = \mu_{YX} \approx 1.0$. Аналогічно маємо $\mu_{YZ} = \mu_{ZY} \approx 2 \cdot 10^{-5}$. Щодо $\mu_{ZX} = \mu_{ZY}$, то $\mu_{ZX} = \mu_{ZY} = \mu = 0.42$.

Таблиця 3.5 Застосовані у розрахунках механічні та геометричні характеристики СЗ марки ПСП-1-2.5x96

Марка	еквівалентна густина ρ , $кг / мм^3$	характерний розмір вічка a , мм	товщина паперу δ , мм
ПСП-1-2.5x96	$0.096 \cdot 10^{-6}$	2.5	0.0136

Таблиця 3.5 (подовження)

Модулі пружності, МПа			Модулі зсуву, МПа			Коефіцієнти Пуассона		
E_{XX}	E_{YY}	E_{ZZ}	$G_{XY} = G_{YX}$	$G_{YZ} = G_{ZY}$	$G_{XZ} = G_{ZX}$	$\mu_{XY} = \mu_{YX}$	$\mu_{YZ} = \mu_{ZY}$	$\mu_{ZX} = \mu_{ZY}$
0.00121	0.00094	18.4	10^{-5}	2.433	3.65	1	$2 \cdot 10^{-5}$	0.42

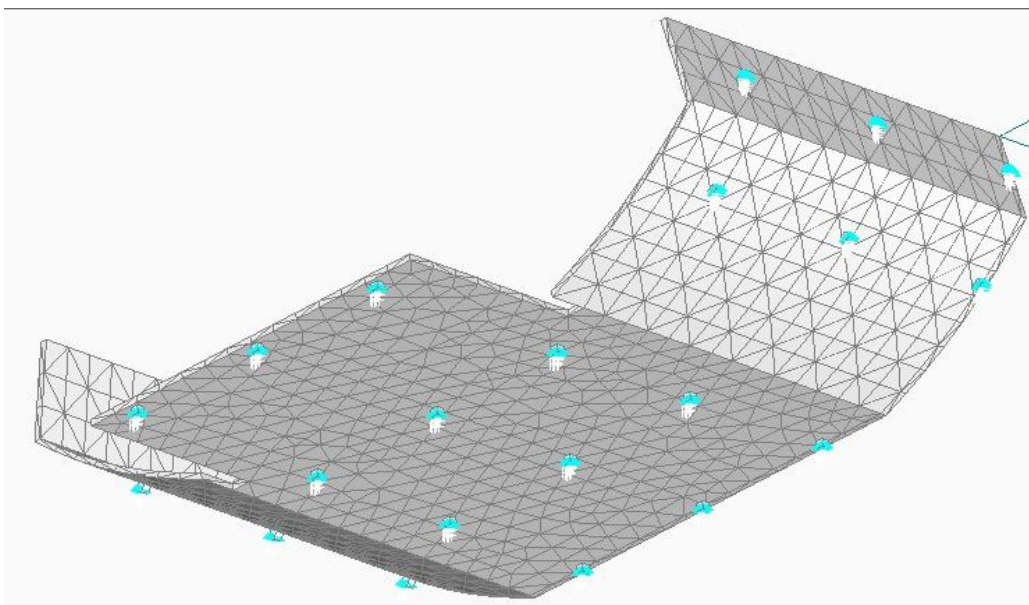
3.4. Граничні умови.

Закріплення отриманої СЕ моделі піддону необхідно визначити таким чином, щоб найбільш точно відтворити реальні обмеження, що накладаються суміжними елементами конструкції. Граничні умови, що визначаються для ізолюваною моделі піддону, завжди будуть більш жорсткими в порівнянні з обмеженнями реальної конструкції.

У Femap граничні умови задаються в додатку Constraint. Обмеження будуть визначені для елементів геометрії піддонів, при цьому автоматично накладаються зв'язку на вузли КЕ моделі, пов'язані з вихідною геометрією.

Для розрахункової моделі піддону були визначені наступні граничні умови (Рис. 3.18., 3.19.):

- обмеження переміщення по осі Z вузлів передньої стінки;
- обмеження переміщення по осі Y вузлів площин роликів, паралельних координатній площині XOZ, що знаходяться у зовнішній частині моделі. Це обмеження моделює упор роликів в підлогу багажно-вантажного відсіку, що не дозволяє роликам переміщатися по осі Y.



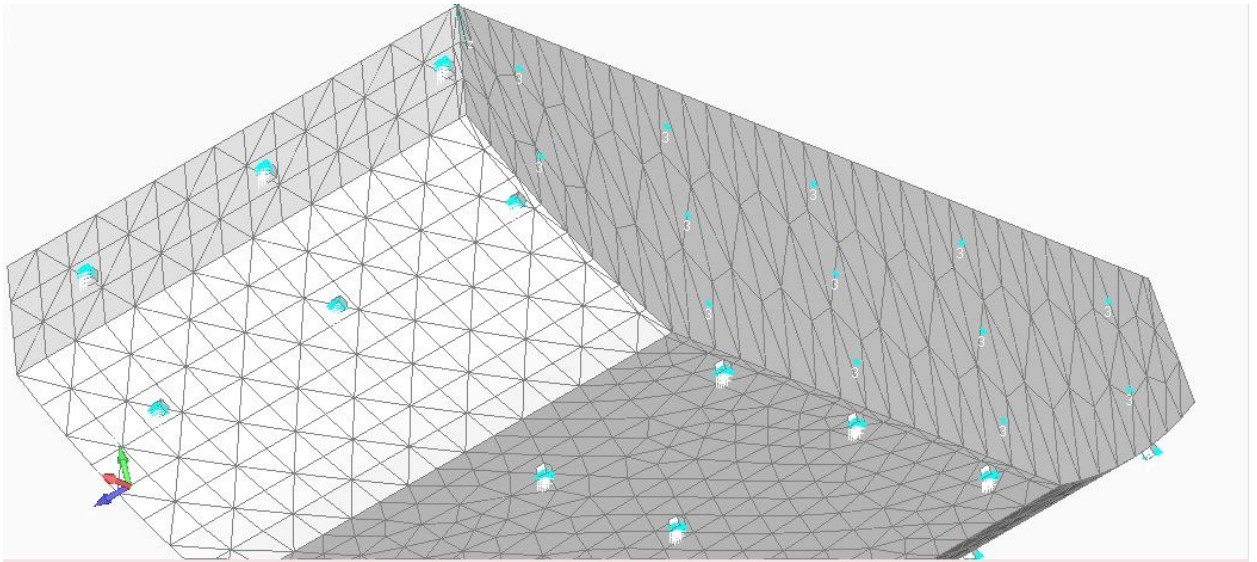


Рис. 3.18. Умови закріплення заднього піддону.

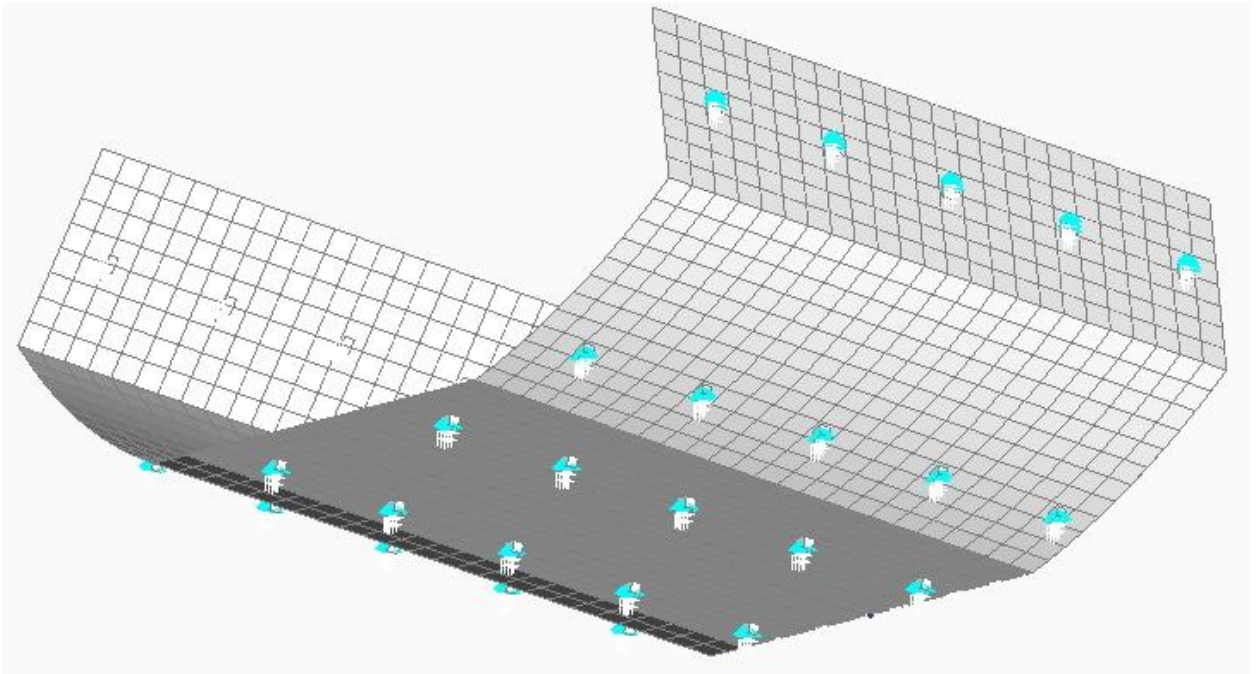


Рис. 3.19. Умови закріплення переднього піддону.

Обмеження накладалися тільки на переміщення (Translation).

3.5. Опис навантаження розрахункової СЕ моделі піддонів.

3.5.1. Розрахункові навантаження, що діють на панелі піддонів.

Аналіз міцності СЕ моделі піддону буде проведено для розрахункового випадку перевантаження складової 5,1g для заднього і 5,2g для переднього піддонів. Слід зазначити, що навантаження розподілено нерівномірно по трьом площинам її застосування і діє паралельно осі Y.

3.5.2. Навантаження розрахункової СЕ моделі піддонів.

В системі Femap 10 навантаження задаються аналогічно граничним умовам в додатку Loads. Силіві навантаження, що діють на піддони, прикладаються до вузлів внутрішніх поверхонь (рис. 3.120.,3.21.).

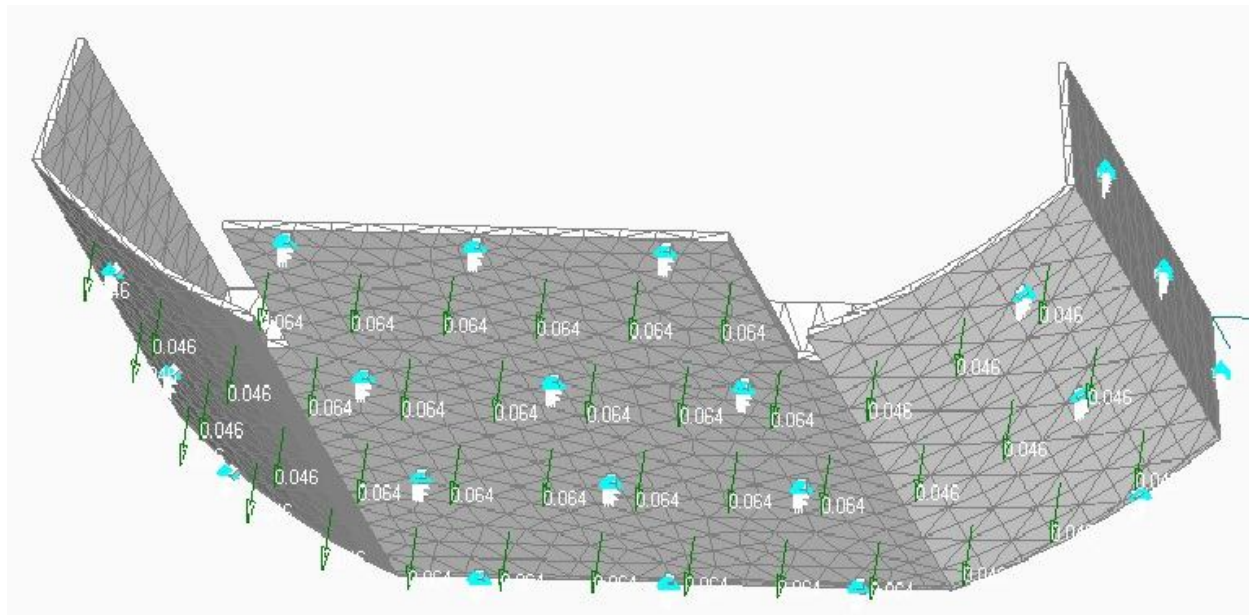


Рис. 3.20. Силіві навантаження що діють на задній піддон.

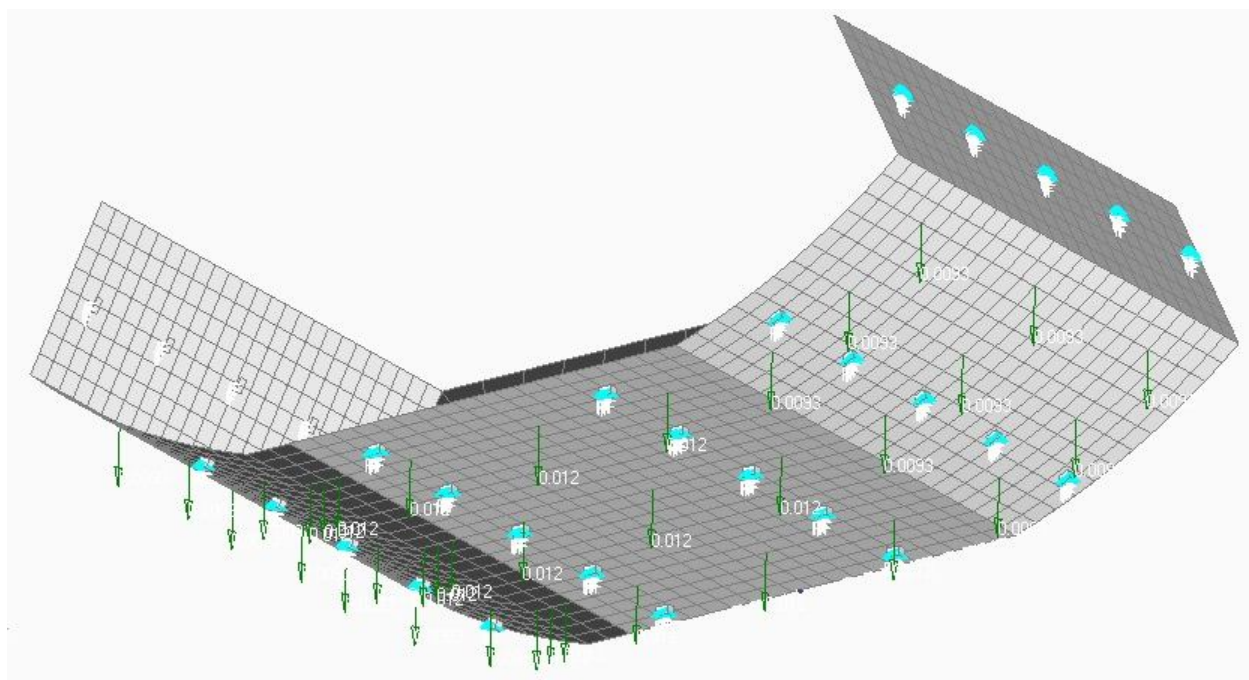


Рис. 3.21. Силіві навантаження що діють на передній піддон.

3.6. Створення контактних елементів.

Фемар 10 дозволяє задавати контактні області між різними геометричними тілами, або окремими кінцевими елементами. Щоб відобразити кріплення роликів до піддонів, створимо контактні поверхні між площинами піддонів і роликів. Для цього спочатку задамо параметри контакту в Connection Property в якому вкажемо тип з'єднання (Contact), що відображає вільне переміщення роликів, щодо статі багажно-вантажних відсіків. Далі, через функцію Regions, вкажемо пов'язані контактні поверхні між роликами і піддонами і через функцію Connectors зв'яжемо відповідні поверхні в контактні регіони (Рис. 3.22. - 3.23.).

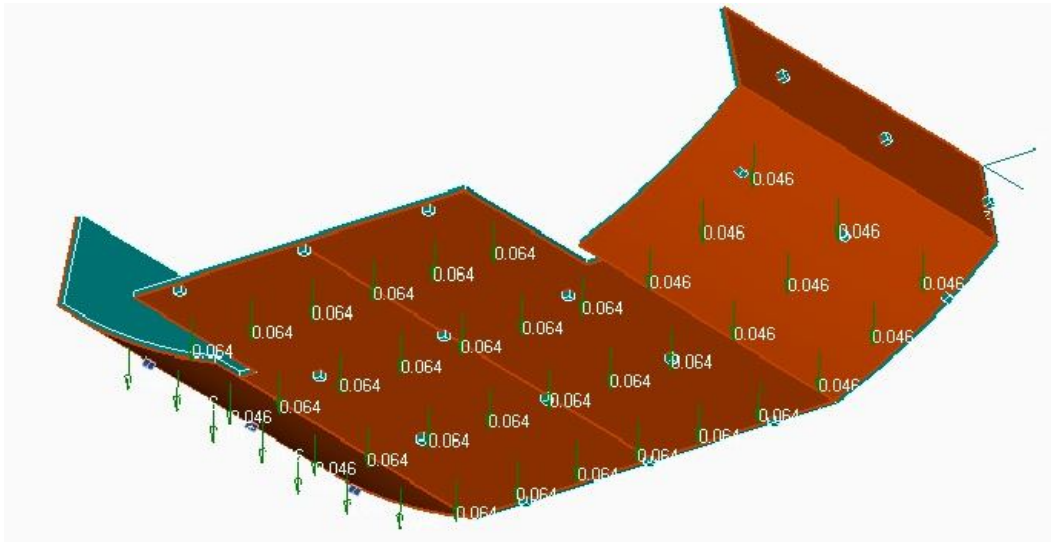


Рис. 3.22.

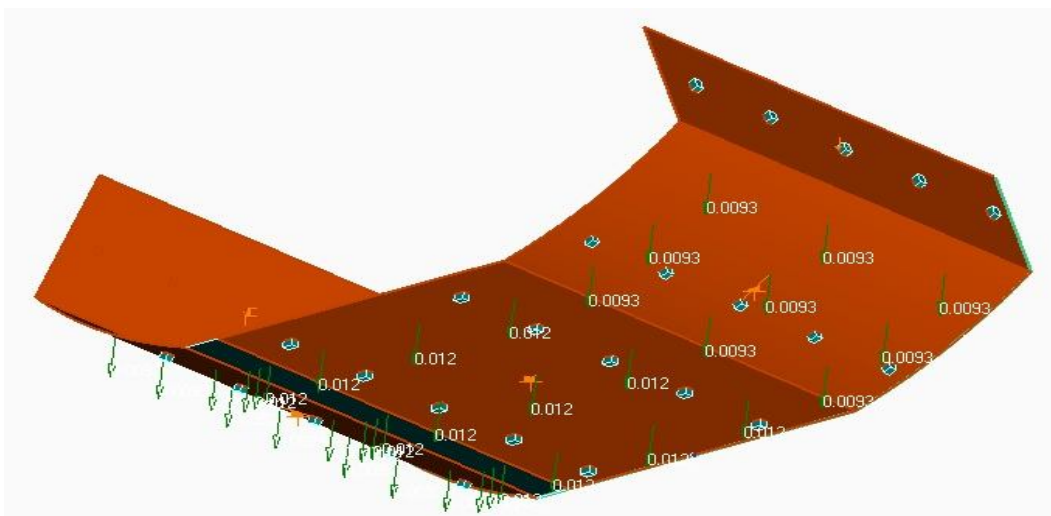


Рис. 3.23.

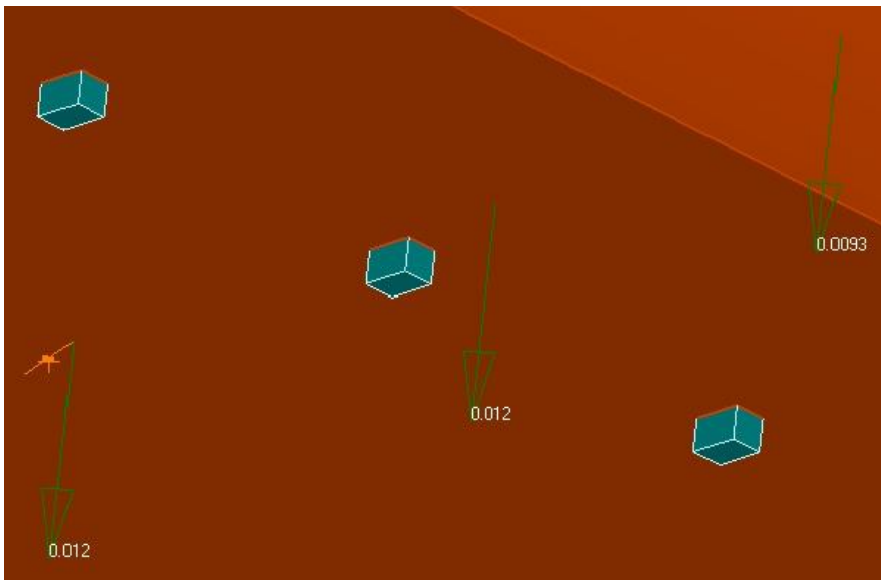


Рис. 3.24.

3.7. Запуск розв'язку задачі.

В результаті проведеної роботи, була створена вихідна СЕ модель елементів піддонів, з описаними властивостями скінченних елементів, заданими граничними умовами, контактними елементами та доданими навантаженнями. Запуск завдання на розрахунок проводиться в додатку Analysis. Для цього в панелі Analyze встановлюються опції Analysis type - Static. Буде проведено лінійний статичний розрахунок СЕ моделі.

4. Аналіз результатів розрахунку об'ємних скінченно-елементних моделей елементів піддонів.

У Femap 10 всі операції, пов'язані з обробкою і виведенням результатів, виробляються в додатку PostProcess. Для виведення діаграм напруг і деформацій, в панелі Deformed and Contour Data необхідно встановити відповідні опції.

Для аналізу НДС СЕ моделей піддонів вибиралися такі режими відображення результатів:

- Translation – для відображення діаграми величини деформації;
- Stress – для відображення рівнів діючих напружень. При виборі цього пункту є можливість вибору типу напружень.

Виводилися наступні типи напружень:

Von Mises Stress – еквівалентні напруження, які визначаються відповідно до теорії питомої потенційної енергії деформації форми (теорія Губера -Мізеса - Генки). Еквівалентні напруження в разі складного напруженого стану визначаються як

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}.$$

Вони використовувалися для аналізу загальної картини напруженого стану КЕ моделей елементів піддонів (Рис. 4.1., 4.2.)

Max Prin Stress – максимальні напруження, що діють на піддон.

4.1. Аналіз НДС піддонів в разі дії силових навантажень.

4.1.1. Контактна задача.

Щоб вивчити вплив цього ефекту на спільне рішення задачі і на точність отриманих результатів потрібно розглянути контактну задачу. В цьому випадку ролики і панелі піддону моделюються як окремі тіла зі своєю скінченно-елементною сіткою, вузли на суміжних поверхнях цих тіл не збігаються і переміщаються незалежно один від одного. В цьому випадку потрібно задати імовірну поверхню контакту і його властивості.

Після рішення контактної задачі отримуємо наступні результати:

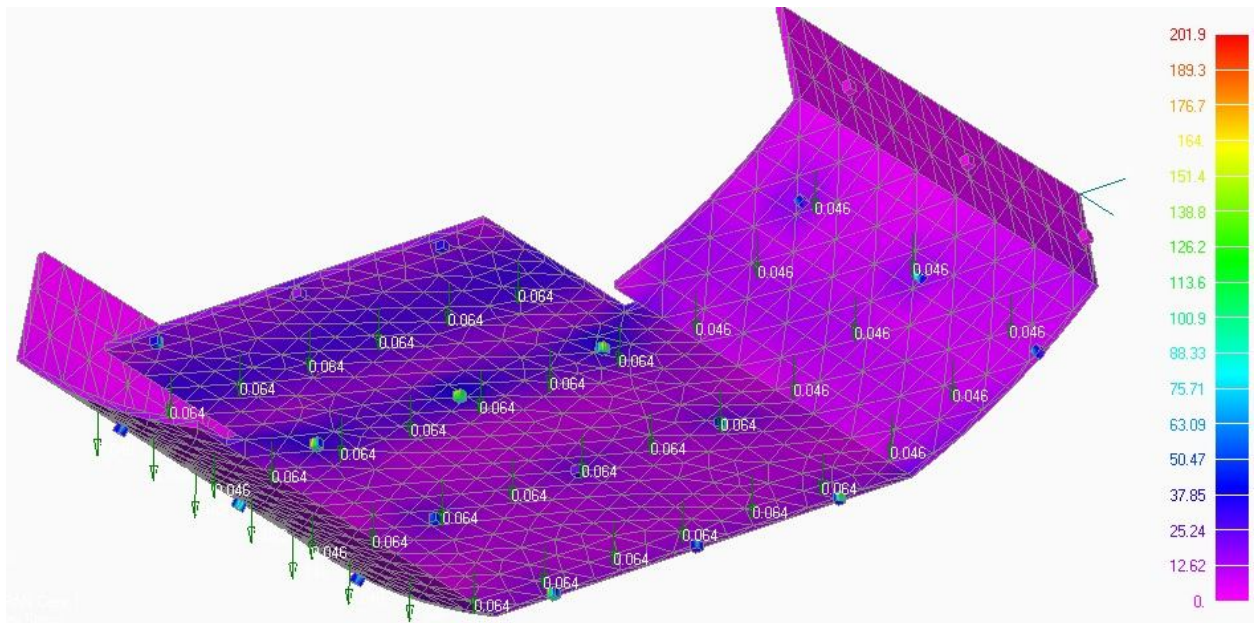


Рис. 4.1. Еквівалентні напруження в задньому піддоні і роликах.

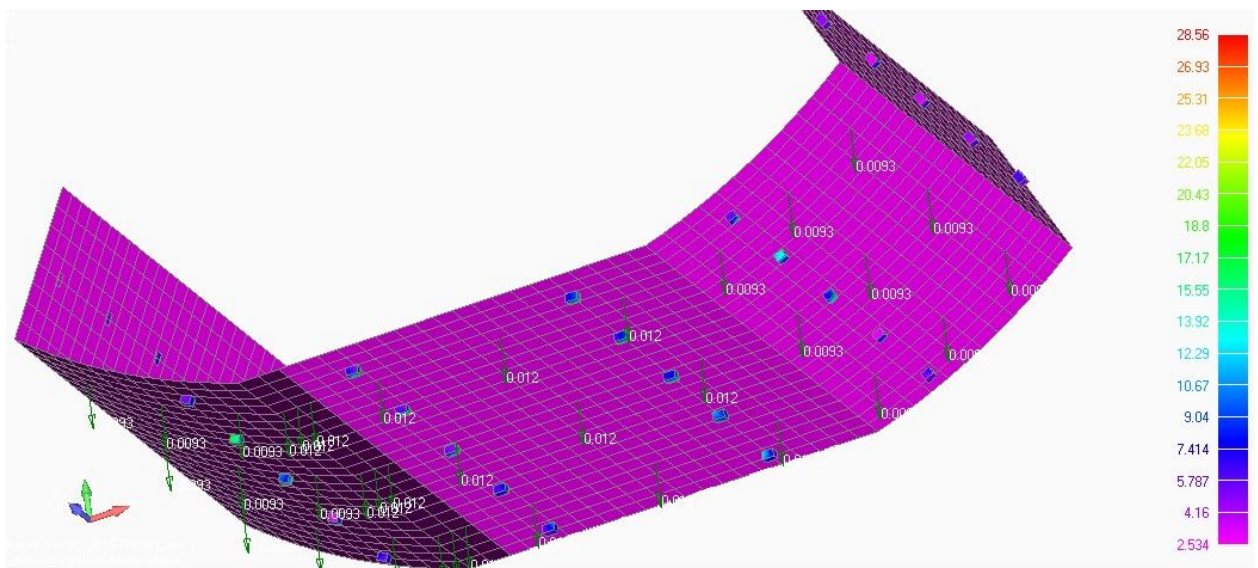


Рис. 4.2.а. Еквівалентні напруження в роликах переднього піддону.

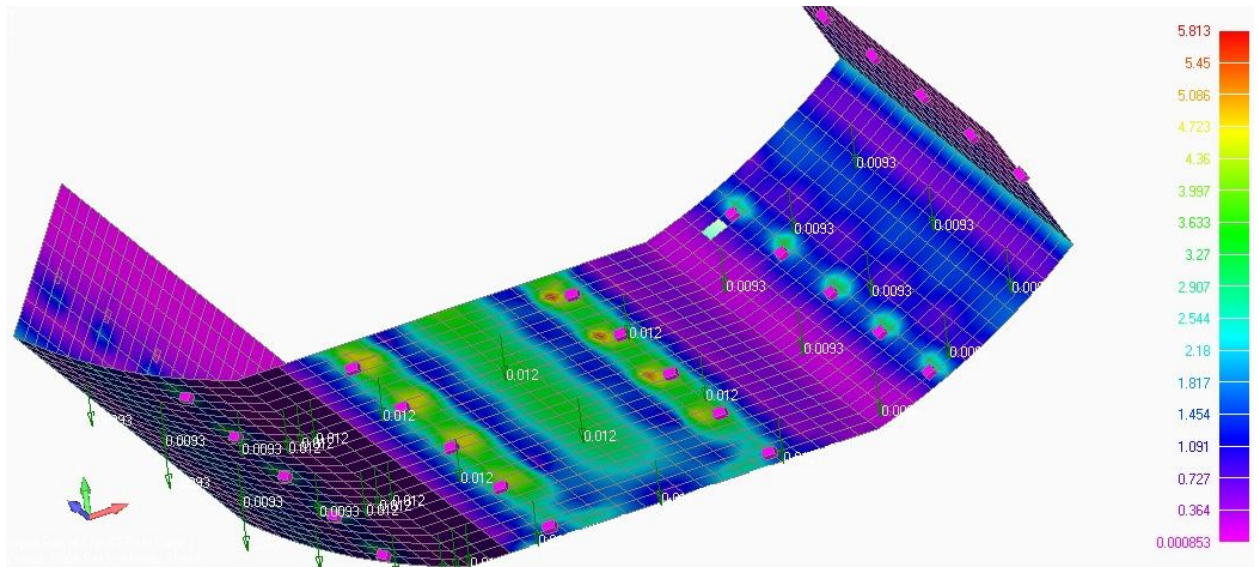


Рис. 4.2.б. Еквівалентні напруження в передньому піддоні.

Розглянемо задній піддон. Еквівалентні напруження в піддоні складають $\sigma_{екв} = 110 \frac{Кг}{см^2}$. Еквівалентні напруження в роликах складають $\sigma_{екв} = 800 \frac{Кг}{см^2}$. Межа міцності для стислих волокон для склотканини становить $\sigma_{ст} = 4500 \frac{Кг}{см^2}$, для розтягуваних волокон $\sigma_{розт}^{(0^\circ)} = 12000 \frac{Кг}{см^2}$. Так як зовнішні шари багат шарової панелі заднього піддону складаються з чотирьох шарів склотканини, розташованих під то ефективно, на розтягнуті і стиснуті волокна буде діяти еквівалентне напруження $\sigma_{екв} = 220 \frac{Кг}{см^2}$. Для роликів, виконаних з матеріалу Д16 межа міцності $\sigma_{\sigma} = 4100 \frac{Кг}{см^2}$.

Аналізуючи результати відзначаємо, що при вирішенні контактної задачі напруження в роликах і в матеріалі заднього піддону не перевищують межі міцності.

Розглянемо еквівалентні напруження, що виникає в передньому піддоні. Еквівалентні напруження в матеріалі переднього піддону складають $\sigma_{екв} = 36 \frac{Кг}{см^2}$, в роликах $\sigma_{екв} = 115 \frac{Кг}{см^2}$. Межа міцності для матеріалу Д16 з якого виконані ролики і зовнішні шари багат шарової панелі переднього піддону складає $\sigma_{\sigma} = 4100 \frac{Кг}{см^2}$.

Аналізуючи результати відзначаємо, що при вирішенні контактної задачі напруження в роликах і в матеріалі заднього піддону не перевищують межі міцності.

Таким чином, ми бачимо, що міцність в металевих і склопластикових складових піддонів забезпечена.

4.2. Висновки.

У даній магістерській дисертації було досліджено напружено деформований стан об'ємних СЕ моделей піддонів ЗБВВ і ПБВВ, викликане впливом силових навантажень, що виникають при перевантаженні.

З огляду на те, що аналіз НДС конструкції проводився на основі статичного розрахунку ізольованою об'ємної СЕ моделі піддону, велика увага приділялася правильному завданням граничних умов контактних елементів і діючих навантажень, що відображають реальний вплив "оточення" піддонів на їх конструкцію.

На підставі аналізу НДС СЕ моделей піддонів можна зробити наступні висновки:

- Передній піддон, виконаний з матеріалу Д16 і заповнювач ПСП1 має достатній запас міцності при вазі багажу рівним 265 кг.
- Задній піддон виконаний з склотканини і заповнювач ПСП1 має великий запас міцності і може нести навантаження, що перевищують задані 555кг.;
- Піддон виконаний з склотканини є досить дорогим в порівнянні з піддоном виконаним з матеріалу Д16, і отже, його раціонально використовувати при значно більших навантаженнях;
- Були дані рекомендації про використання багатошарової панелі виконаної з матеріалу Д16 і заповнювач ПСП1 для заднього піддону так як еквівалентні напруження, що виникають при заданому навантаженні значно менше межі міцності піддону виконаного з склотканини і стільникового заповнювача ПСП1;

5 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП ПРОЕКТУ

5.1 Опис ідеї проекту

В розділі проведено маркетинговий аналіз стартап проекту, визначені можливості та доцільність його впровадження на ринок.

Таблиця 5.1 Опис стартап-проекту

Зміст проекту	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Статична міцність композитних піддонів заднього и переднього багажно-вантажних відсіків літака АН-158	Авіабудівна галузь	1)Точна оцінка запасу міцності
		2) Врахування максимального навантаження
		3) Створення об'ємної СЕ моделі піддону.

Запропонована автором отримана залежність дозволяє визначити необхідний рівень міцності для максимальних перевантажень, що виникають при польоті літака Ан-158 та з урахуванням ваги вантажу. Також створені 3 вимірні геометричні моделі переднього та заднього піддонів.

Конкурентами в нашій роботі є: розробки компанії Boeing

5.1 Технологічний аудит

Реалізувати ідею проекту можна за допомогою проектних розрахунків.

В табл. 5.2 проведений аналіз потенційних техніко-економічних переваг даної ідеї у порівнянні з конкурентом №1

Таблиця 5.2 Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

№ п/п	Техніко-економічні характеристики ідеї	W	N	S
1.	Грошові витрати		—	Мій проект та конкурент
2	Складність розрахунку	—	—	—
3	Точна оцінка статичної міцності	Конкурент	—	Мій проект

Визначення технологічної здійсненності ідеї проекту наведено в табл. 5.3

Таблиця 5.3 технологічна здійсненність ідеї проекту

№ п/п	Ідея проекту	Технологія її реалізації	Наявність технології	Доступність технології
1.	Побудова об'ємних СЕ моделей піддонів ЗБВВ і ПБВВ, які дозволяють дослідити напружено деформований стан, викликаний впливом силових навантажень, що виникають при перевантаженні.	Теоретичний розрахунок	є	є
		Практичне використання		
Обрана технологія може бути реалізована				

По показникам характеристики стану ринку можна зробити висновок, що даний проект є рентабельним.

Визначення потенційних груп клієнтів.

Потенційні групи клієнтів можна умовно поділити на первинних та вторинних споживачів продукту. Первинною групою є авіабудівна галузь. Надалі визначимо потенційні групи клієнтів (табл. 5.5)

Таблиця 5.5 Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№ п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1.	При перевантаженні напруження в конструкції можуть перевищити	Авіабудівна галузь	фінанси	Точність та розширення можливостей методики

	максимально допустимі			
--	--------------------------	--	--	--

Після визначення потенційних груп клієнтів проводимо аналіз ринкового середовища, складаємо таблицю факторів, що допоможуть виходу проекту на ринок , та врахування факторів, що цьому можуть перешкодити (табл. 5.6)

Таблиця 5.6 Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1.	Збільшення собівартості	Зменшення попиту використання	Вдосконалення вже існуючих методик
2.	Розробка покращеної методики		

Таблиця 5.7 Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1.	Не потребує великих затрат на використання	Економність	Достойна оплата праці
2.	Можливість повторного використання	Використання моделі як основи для розрахунків	Вдосконалення існуючих конструкцій

Надалі проведемо аналіз пропозиції, визначивши загальні риси конкуренції на ринку (табл.5.8).

Таблиця 5.8. Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства
Тип конкуренції олігополія	Невелика кількість підприємств, які ведуть між собою здебільшого нецінову конкуренцію.	Відрізняється помітним впливом
Національний рівень конкурентної боротьби	Даний ринок достатньо невеликий	Не відрізняється помітним впливом
Внутрішньогалузева ознака	Боротьба ведеться між методиками розрахунків	Заощадження коштів в наслідок введення методики
Товаро-родова конкуренція за видом методики	Здатність задовольнити потреби галузі	Не велика кількість конкурентів
Нецінова конкуренція	Підвищення якості методики в порівнянні з іншими	Робота над постійним покращенням методики
Марочна інтенсивність	Розглядаємо в якості конкурентів схожі методики	Незалежність від ринку

Після аналізу конкуренції проводимо більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (табл.5.9).

Таблиця 5.9. Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

Складові аналізу	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Клієнти	Товари-замінники
	Boeing Airbus	КБ Прогрес	ДП Антонов	Загрози з боку замінників є
Висновки:	Високий рівень загрози	Помірний вплив	Диктують умови роботи на ринку. Такі, як час на розрахунок і забезпечення потрібним програмним забезпеченням	Відсутність обмежень від замінників

З огляду на конкурентну ситуацію існує можливість виходу на ринок даної галузі. Щоб бути конкурентоспроможним на ринку даному проекту необхідно розробити програмне забезпечення для швидкісного розрахунку методики.

На основі аналізу конкуренції, проведеного в табл.5.9, а також із урахуванням характеристик ідеї проекту табл.5.2, вимог споживачів до товару табл.5.5 та факторів маркетингового середовища табл.5.6-5.7 визначаємо та

обґрунтовуємо перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюється в табл.5.10.

Таблиця 5.10. Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Менша потреба у витратах	Для методики розрахунку мала необхідність в затратах
2	Точність розрахунків	Удосконалення отримання результатів
3	Використання отриманих даних	Максимальне вичерпання ресурсу

За визначеними факторами конкурентоспроможності (табл.5.10) проведемо аналіз сильних та слабких сторін мого стартап-проекту (табл.5.11).

Таблиця 5.11. Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін «Побудова об'ємних СЕ моделей піддонів ЗБВВ і ПБВВ, які дозволяють дослідити напружено деформований стан, викликаний впливом силових навантажень, що виникають при перевантаженні.»

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг методики у порівнянні з проектом конкурента						
			-3	-2	-1	0	1	2	3

1	Менша потреба у витратах	20				•			
2	Точність розрахунків	20			•				
3	Використання отриманих даних	20					•		
5	Точність розрахунку в проекті	15					•		

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) (табл.5.12) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл.5.11).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення.

Таблиця 5.12. SWOT- аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: Безпечне вичерпання ресурсу елементів	Слабкі сторони: відсутність програмної підтримки методики
Можливості: завоювання всієї галузі	Загрози: розробка точнішої методики

На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний

оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок.

Визначені альтернативи аналізуються з точки зору строків та ймовірності отримання ресурсів (табл.5.13).

Таблиця 5.13. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Публічне ознайомлення, перевірка з існуючими методиками (аналогами), державне затвердження	Висока	1 місяць
2	Публічне ознайомлення, перевірка на справжньому експерименті, державне затвердження	Низька	2 роки

Із зазначених альтернатив виберемо першу, бо отримання ресурсів є більш простим та ймовірним а строки реалізації – більш стислими.

5.2 Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл.5.15).

Таблиця 5.15. Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	ДП Антонов	Повністю готові	Високий	Середня	Просто

Для роботи в обраному сегменті ринку необхідно сформувані базову стратегію розвитку (табл.5.15).

Таблиця 5.15. Визначення базової стратегії розвитку

Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
Альтернативна	Охоплення на 50-50 %	Конк.№1 та Конк№2	Спеціалізація

Далі виберемо стратегію конкурентної поведінки (табл.5.16).

Таблиця 5.16. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

Чи є проект «першопроходцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики то-вару конкурента, і які?	Стратегія конкурентної поведінки
Ні	Так	Копіювати лише загально використані ідеї	Стратегія заняття галузі

Результатом даного підрозділу є узгоджена система рішень щодо ринкової поведінки стартап-компанії, яка визначатиме напрями роботи стартап-компанії на ринку:

- використання в проекті сучасних технологій;
- напрям роботи лише у заданій ніші ринку.

5.3 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у табл.5.17 підсумуємо результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 5.17. Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами
1	Не потребує великих затрат на розрахунки	Зменшення собівартості	Достойна оплата праці
2	Підвищений попит у галузі авіабудування	Полегшення проектування та розрахунку	Збільшення кількості працівників

Далі визначаємо оптимальну систему збуту, в межах якого приймається рішення (табл.5.18).

Таблиця 5.18. Формування системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
Одноразова покупка	Інформування	Глибока	Державне затвердження методики

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (табл.5.19).

Таблиця 5.19. Концепція маркетингових комунікацій

Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
Комунікабельні	Мережа інтернет, наукові праці	Реклама методики на конференціях	Розширення цільових клієнтів	Показати, що наша методика краща та доцільніша

Результати маркетингового дослідження:

- даний стартап-проект є актуальним, тому що може вивести машинобудівну галузь на наступну сходинку
- мала кількість конкурентів
- унікальність ідеї
- впровадження в ринок є абсолютно доцільним, прибутковим.

Література

1. Панин В.Ф. Конструкции с заполнителем: Справочник / В.Ф. Панин, Ю.А. Гладков // М.: Машиностроение, 1991. — 272 с.
2. Рудаков К.Н. К определению модулей упругости пластины с однонаправленным армированием высокомодульным углеродным волокном материала / К.Н. Рудаков, В.Н. Маслей // *Mechanics and Advanced Technologies*. #3(87), 2019. — С. 7-15. DOI: 10.20535/2521-1943.2019.87.189220.
3. Рудаков К.Н. FEMAP 10.2.0. Геометрическое и конечно-элементное моделирование конструкций. К., 2011. — 317 с.
4. Рудаков К.Н. Эффективный алгоритм расчета элементов конструкций на ползучесть в рамках метода конечных элементов // *Пробл. прочности*. — 1992. — №4. — С. 8-13.
5. Рудаков К.Н. Об эффективности алгоритмов определения напряжений и пластических деформаций при численном моделировании процессов термо-силового нагружения элементов конструкций // *Пробл. прочности*. — 1992. — №9. — С. 18-24.
6. Рудаков К.М. Чисельні методи аналізу в динаміці та міцності конструкцій: Навч. посібник. — К.: НТУУ "КПІ", 2007. — 379 с.
7. Метод конечных элементов в механике твердых тел / Под общ. ред. А.С. Сахарова и И. Альтенбаха. — К.: Вища шк. Головное изд-во, 1982. — 480 с.
8. Метод конечных элементов в статике и динамике тонкостенных конструкций / А.П. Голованов, О.Н. Тюленева, А.Ф. Шигабутдинов. — М.: Физмат-лит, 2006. — 392 с.
9. Образцов И.Ф., Савельев Л.М., Хазанов Х.С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов: Уч. Пособие для студентов авиац. спец. вузов. — М.: Высш. шк., 1985. — 392с.
10. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ.; Под ред. Б.Е. Победри. — М.: Мир, 1975. — 541 с.